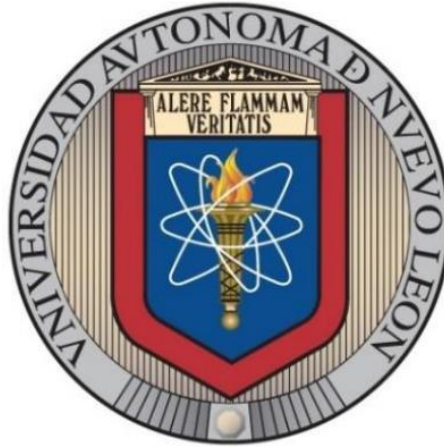


UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA



**“REDISEÑO ESTRUCTURAL DE UNA CARGADORA FRONTAL DE UN
TRACTOR AGRÍCOLA COMO ALTERNATIVA PARA LA REDUCCIÓN
DE COSTO”**

POR
ARTURO EDUARDO ARANDA SÁNCHEZ

**EN OPCIÓN AL GRADO DE MAESTRÍA EN
CIENCIAS DE LA INGENIERÍA AUTOMOTRIZ**

JULIO, 2018

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA
SUBDIRECCIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO



**“REDISEÑO ESTRUCTURAL DE UNA CARGADORA FRONTAL DE UN
TRACTOR AGRÍCOLA COMO ALTERNATIVA PARA LA REDUCCIÓN
DE COSTO”**

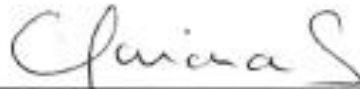
POR
ARTURO EDUARDO ARANDA SÁNCHEZ

**EN OPCIÓN AL GRADO DE MAESTRÍA EN
CIENCIAS DE LA INGENIERÍA AUTOMOTRIZ**

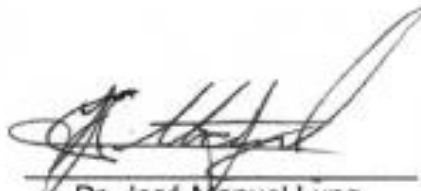
UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA
SUBDIRECCIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO

Los miembros del Comité de Tesis recomendamos que la Tesis **REDISEÑO ESTRUCTURAL DE UNA CARGADORA FRONTAL DE UN TRACTOR AGRÍCOLA COMO ALTERNATIVA PARA LA REDUCCIÓN DE COSTO** realizada por el alumno(a) **Arturo Eduardo Aranda Sánchez**, con número de matrícula **1476541**, sea aceptada para su defensa como opción al grado de Maestría en Ciencias de la Ingeniería Automotriz.

El Comité de Tesis



Dra. Adriana Salas Zamarripa
Director



Dr. José Manuel Luna
Revisor



M.A. José Ángel Díaz
Revisor

Vo. Bo.

Dr. Simón Martínez Martínez
Subdirector de Estudios de Posgrado

San Nicolás de los Garza, Nuevo León, Julio 2018

DEDICATORIA

Este trabajo de investigación se lo dedico a mi familia; mi padre Arturo Aranda, mis hermanas Leisla y Nalley Aranda por todo su apoyo, preocupación y amor brindado a lo largo de mi vida, los amo. En especial a mi madre María Antonia Sánchez Pérez, a quien le agradezco infinitamente todo su gran amor preocupación y trascendente aprendizaje brindado a lo largo de mi vida, la cual es mi motor para seguir adelante día a día y cumplir mis metas, con todo mi amor madre hasta donde te encuentres te amo sin fin. Siempre juntos...

Arturo Eduardo Aranda Sánchez

AGRADECIMIENTOS

Al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología por los recursos brindados durante el periodo de desarrollo de mi maestría.

A la Universidad Autónoma de Nuevo León por el apoyo brindado en mis estudios de posgrado, así mismo agradezco a la Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica y en particular a la Maestría en Ciencias de la Ingeniería Automotriz.

A la Dra. Adriana Salas Zamarripa por sus enseñanzas, conocimientos y dirección durante todo el desarrollo de este trabajo de investigación.

Al Dr. José Manuel Luna por sus consejos, conocimientos y gran apoyo para la realización de este trabajo.

A John Deere México por la confianza depositada en mi para desarrollar este proyecto de investigación.

Al Grupo SSC por el soporte y asesoría técnica, en especial al Ing. Juan Pablo Del Ángel y al Ing. Luis Manuel Fajardo.

Al Centro de Innovación Driven por permitirme llevar a cabo este trabajo de investigación en sus instalaciones, así como mi desarrollo profesional, en especial al Ing. Ricardo Daniel Apaez Pérez por todo su apoyo.

A mis amigos y docentes que colaboraron en este trabajo de investigación.

El mayor de mis agradecimientos a mi familia, por su gran apoyo incondicional y preocupación hacia mí, durante toda mi vida, a lo largo de cada uno de mis pequeños-grandes pasos.

CONTENIDO

Índice de figuras.....	VI
Índice de tablas.....	VIII
RESUMEN.....	IX
CAPÍTULO 1	1
1.1 Antecedentes.....	1
1.2 Hipótesis.....	2
1.3 Objetivo general.....	2
1.3.1 Objetivos específicos	2
1.4 Alcance	3
1.5 Justificación	3
CAPÍTULO 2	4
2.1 Introducción	4
2.2 Concepto de tractor y actividades llevadas a cabo por un tractor.....	4
2.2.1 Clasificación de tractores	5
2.3 Cargadoras frontales	8
2.3.1 Tipos de cargadora frontales.....	9
2.4 Características y materiales de la cargadora frontal clásica.....	10
2.4.1 Especificaciones operacionales cargadora frontal clásica	11
CAPÍTULO 3	14
3.1 Diseño.....	14
3.2 Selección de materiales.....	16
3.2.1 Estrategia para la selección de materiales.....	17
3.2.2 Desarrollo del índice de desempeño	18
3.3 Concepto de esfuerzo.....	20
3.4 Concepto de deformación.....	22
3.5 Componentes de esfuerzo y deformación tridimensional	23
3.6 Esfuerzos principales.....	25
3.7 Teoría de la energía de distorsión para materiales dúctiles.....	26
3.8 Teoría del esfuerzo Máximo Principal.....	27
3.9 Método de los elementos finitos	28

3.10	Elementos.....	29
3.11	Nodos y grados de libertad.....	30
3.12	Funciones de forma.....	31
3.13	Condiciones frontera en análisis estructurales	32
3.14	Matriz de rigidez	33
3.15	Condiciones de compatibilidad	34
3.16	Procedimiento general de un análisis estructural por medio del método de los elementos finitos	35
CAPÍTULO 4		37
4.1	Introducción	37
4.2	Estudio comparativo	39
4.3	Selección de materiales.....	41
4.3.1	Requerimientos del diseño.....	41
4.3.2	Índice de rendimiento	42
4.3.3	Materiales propuestos	44
4.3.4	Literatura de acero y fundiciones de hierro nodular	49
4.4	Perfiles estructurales	54
4.5	Rediseño de la cargadora frontal.....	55
4.5.1	Características del modelo original	56
4.5.2	Selección de perfiles estructurales para los brazos	58
4.5.3	Análisis estructural de modelos conceptuales.....	60
CAPÍTULO 5		65
5.1	Introducción	65
5.2	Modelos propuestos de cargadora frontal de viga en I	66
5.2.1	Especificaciones de diseño de los componentes	66
5.2.2	Materiales.....	67
5.2.3	Discretización	69
5.2.4	Observaciones y resultados de los modelos preliminares de cargadora frontal de viga en I	69
5.3	Modelo final de viga en I.....	73
5.3.1	Mallado de los componentes.....	75
5.3.2	Resultados de esfuerzos	80
5.3.3	Fatiga	85
5.3.4	Resultados de vida a fatiga	89
CAPÍTULO 6		91

6.1 Conclusiones	91
6.2 Recomendaciones.....	92

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2.1. Operaciones más comunes llevadas a cabo en un tractor agrícola: a) cargar, b) levantar, c) transporte, d) descarga.	5
Figura 2.2. Tractor de servicio	7
Figura 2.3 Elementos y sistemas del tractor, 1) Motor. 2) embrague. 3) caja de cambios. 4) diferencial y mandos finales. 5) llanta. 6) barra de tiro. 7) polea. 8) toma de fuerza. 9) sistema hidráulico	7
Figura 2.4. Cargadora frontal clásica	9
Figura 2.5. Cargadora frontal con paralelogramo mecánico	10
Figura 2.6. Cargadora frontal con paralelogramo hidráulico	10
Figura 2.7. Cargadora frontal clásica John Deere	11
Figura 2.8. Especificaciones operacionales	13
Figura 3.1. Fases del proceso de diseño	16
Figura 3.2. Estrategia de selección de materiales	17
Figura 3.3. Obtención del índice del material	20
Figura 3.4. Concepto de esfuerzo medio	21
Figura 3.5. Componentes normal y tangencial de la tensión	22
Figura 3.6. Proceso de deformación de un elemento de volumen	22
Figura 3.7. Alargamiento y distorsión de un material isótropo	23
Figura 3.8. Esfuerzos tridimensionales sobre un elemento	24
Figura 3.9. a) Estado de esfuerzos en coordenadas generales. b) Estado de esfuerzo en coordenadas principales	26
Figura 3.10. Criterio de falla basado en el esfuerzo máximo principal	28
Figura 3.11. a) Simulación de carga de viento de una plataforma marina. b) Respuesta modal de una estructura de acero en la construcción con pisos de concreto. c) Control de temperatura de un sistema. d) Patrón del campo eléctrico de una antena montada en un helicóptero	29
Figura 3.12. a) Dominio (geometría). b) Discretización del dominio (mallado)..	30
Figura 3.13. Elementos tridimensionales de bajo y alto orden	30
Figura 3.14. Nodos y elementos.	31
Figura 3.15. Dos nodos cada uno con seis grados de libertad.	31
Figura 3.16. Aproximación de la geometría mediante una discretización de elementos.	32
Figura 3.17. Condiciones frontera.....	33
Figura 3.18. Campo de deformaciones no compatible	35
Figura 4.1. Metodología de investigación, utilizada durante este proyecto de investigación.	38
Figura 4.2. Modelos de cargadoras frontales. a) John Deere 120 R. b) Massey Ferguson DL95. c) Case IH L340 A. d) Quicke 100C . e) Challenge 1821.f) New Holland 235 TL.....	40
Figura 4.3. Universo de materiales, rigidez vs costo.....	44
Figura 4.4. Universo de materiales, resistencia vs costo.	45
Figura 4.5. Resultados de la selección de maeriales en los brazos, resistencia vs costo.....	46

Figura 4.6. Resultados de la selección de maeriales en los brazos, rigidez vs costo.	47
Figura 4.7. Resultados de la selección de maeriales en los componentes union, resistencia vs costo.....	48
Figura 4.8. Resultados de la selección de maeriales en los componentes union, rigidez vs costo.	48
Figura 4.9. Propiedades de materiales y costos	50
Figura 4.10. Comparativa de costos de los diferentes diseños de monocascos.	51
Figura 4.11. Costos de las diferentes fases del ciclo de vida de los materiales de un travesaño entre el maletero y el habitáculo de pasajeros.	52
Figura 4.12. Hierro dúctil a una magnificación de 200 X.....	53
Figura 4.13. Perfiles estructurales de acero. a) Perfil viga I. b) Perfil tubular circular. c) Perfil rectangular. d) Perfil ángulo. e) Perfil canal. f) Perfil tubular rectangular. g) Perfil T.	54
Figura 4.14. Condiciones fronteras.	56
Figura 4.15. Esfuerzos von-Mises en los brazos del caso de carga 3.	58
Figura 4.16. Momento de inercia de las secciones transversales de los perfile estructurales.	60
Figura 4.17. Esfuerzos en los brazos primer modelo, caso de carga tres.	61
Figura 4.18. Esfuerzos en los brazos segundo modelo, caso de carga tres.	62
Figura 4.19. Esfuerzos en los brazos tercer modelo, caso de carga tres.	62
Figura 4.20. Esfuerzos en los brazos cuarto modelo, caso de carga tres.....	63
Figura 4.21. Esfuerzos presentados en los casos de carga en los diferentes modelos de cargadoras frontales.....	64
Figura 5.1. Dimensiones perfil viga IPN 80.....	66
Figura 5.2. Curva esfuerzo-deformación real acero estructural	67
Figura 5.3. Curva esfuerzo-deformación real hierro nodular.....	68
Figura 5.4. Modelo preliminar 1.	71
Figura 5.5. Modelo preliminar 2.	71
Figura 5.6. Modelo preliminar 3.	72
Figura 5.7. Modelo preliminar 4.	72
Figura 5.8. Modelo final cargadora frontal. a) Brazos. b) Rodilla 1. c) Rodilla 2. d) Fish plate. e) Bloque.....	74
Figura 5.9. Elemento SOLID187.....	75
Figura 5.10. Calidad de celda en el criterio de oblicuidad.....	76
Figura 5.11. Visualización de mallado en los componentes del modelo final. a) Rodilla 1. b) Rodilla 2. c) Fish plate. d) Bloque. e) Brazos.....	79
Figura 5.12. Gráfico de esfuerzos von-Mises.	81
Figura 5.13. Gráfico de esfuerzo máximo principal.....	82
Figura 5.14. Esfuerzos von-Mises en el brazo caso de carga 4.....	83
Figura 5.15. Esfuerzo von-Mises. a) Rodilla 1 caso de carga 4. b) Rodilla 2 caso de carga 4. c) Bloque caso de carga 3. d) Fish plate caso de carga 3.	84
Figura 5.16. Características principales de un ciclo de carga.....	85
Figura 5.17. Tipos de ciclo de carga.	86
Figura 5.18. Curva Deformación-vida.	88

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 4.1. Especificaciones operacionales de cargadoras frontales.....	39
Tabla 4.2. Requerimientos de diseño para los <i>brazos</i>	41
Tabla 4.3. Requerimientos de diseño <i>componentes unión</i>	42
Tabla 4.4. Aleaciones, reducción de peso vs costo.	50
Tabla 4.5. Propiedades del acero estructural.	57
Tabla 4.6. Número de nodos y elementos en los brazos.	57
Tabla 4.7. Resultados de esfuerzo en los brazos,del modelo orignal.	57
Tabla 4.8. Numero de elemento y nodos en los modelos estructurales.....	61
Tabla 5.1. Propiedades del acero estructural	67
Tabla 5.2. Propiedades del hierro nodular	68
Tabla 5.3. Elementos y nodos de modelos preliminares.....	69
Tabla 5.4. Características de malla.....	75
Tabla 5.5. Valores de oblicuidad y calidad de celda.	76
Tabla 5.6. Elementos y el valor de la constante <i>C</i>	77
Tabla 5.7. Valores promedio de oblicuidad y calidad del elemento de los componentes.	78
Tabla 5.8. Esfuerzo von Mises en los componentes del modelo final.....	80
Tabla 5.9. Esfuerzo máximo principal en los componentes de la cargadora frontal.....	81
Tabla 5.10. Ciclos meta en cada caso de carga.	89
Tabla 5.11. Cantidad de ciclos en los brazos de la cargadora frontal.....	89
Tabla 5.12. Cantidad de ciclos en los componentes unión de la cargadora frontal.....	90

RESUMEN

Actualmente la industria automotriz exige el diseño de productos altamente competitivos, esto genera la necesidad de minimizar los costos de producción y peso sin afectar la calidad y seguridad de los productos, además del cuidado del medio ambiente. La industria agrícola presenta el mismo nivel de exigencia en sus productos. En este trabajo de investigación se realizó un rediseño estructural de una cargadora frontal de un tractor agrícola, con la finalidad de obtener un modelo alternativo al menor costo posible. La metodología aplicada comenzó con un estudio del mercado, el cual mostró que los diseños estructurarles de las cargadoras frontales del segmento de estudio son similares. En la parte de la selección de materiales se utilizó la metodología de Ashby, mediante la cual se obtuvieron los materiales de menor costo, los cuales cumplieron con los requerimientos del diseño, por medio de la plataforma CES Edupack. La selección de materiales representa un punto crucial en este trabajo de investigación, ya que se podría tener el control de más del 50% del costo total del producto. Se diseñaron diferentes modelos de cargadora frontal con componentes mecánicos de perfilería estructural de acero y hierro nodular, a través de las plataformas Space Claim y Design Modeler. Posteriormente, el desempeño mecánico de estos modelos fue evaluado mediante un análisis de elemento finito en la plataforma ANSYS Mechanical 18. En los análisis estáticos estructurales resultó que el modelo con perfil estructural de acero de viga en I, obtuvo los mejores resultados de esfuerzos, siendo los más bajos en comparación con los otros modelos propuestos. Se estimó la vida a la fatiga de los componentes rediseñados mediante el método de solución de deformación-vida, con el post-procesador nCodeDesignLife. Los componentes rediseñados cumplieron con la vida a la fatiga, cumpliendo satisfactoriamente con los requerimientos mecánicos. El costo total de la cargadora frontal fue determinado en base al costo por cada kilogramo, y fue de 26.79 dólares: 17.66 dólares costo del acero dulce y 9.13 dólares costo del hierro dúctil. El peso final de la cargadora

fue de 40.4 kg, de los cuales 23.55 kg corresponden al acero dulce y 16.88 kg al hierro dúctil. Estando 300 g debajo del peso total del modelo de estudio.

CAPÍTULO 1

INTRODUCCIÓN

1.1 Antecedentes

La industria automotriz fue una de las primeras en globalizarse distribuyendo partes de sus procesos productivos a nivel mundial y buscando disminuir sus costos de producción. Algunos de los retos a los cuales se enfrenta esta industria son: mercados saturados en los países desarrollados, exceso de capacidad instalada, altos grados de segmentación y proliferación de productos, competencia en precios, disminución de márgenes de utilidad, así como regulaciones gubernamentales y cambios tecnológicos [1,2].

Actualmente, la industria automotriz se encuentra bajo una presión constante de reducir el consumo de combustible y las emisiones de los vehículos, ya que esto impacta de manera directa al ambiente debido a la generación de gases invernadero, lo cual a su vez contribuye al calentamiento global.

No mucho tiempo atrás la industria automotriz, fabricaba los vehículos casi exclusivamente de acero y hierro, utilizando así los materiales más baratos y de fácil acceso, siendo similar su uso en la industria agrícola [3].

La mecanización de la agricultura ha permitido aumentar la capacidad de trabajo, la producción y el ejecutar las operaciones con mayor oportunidad y calidad, reduciendo y dignificando el esfuerzo físico del hombre; sin embargo, los

tractores y máquinas agrícolas tienen un alto costo de adquisición y operación en términos económicos y energéticos [4].

El tractor agrícola es la principal fuente de potencia dentro de una unidad de producción, fue construido principalmente para accionar máquinas a través de la toma de fuerza y el sistema hidráulico; para levantar una carga a través de los brazos de levante o por medio de cargadoras frontales accionados también por el sistema hidráulico [5].

1.2 Hipótesis

Mediante el desarrollo de una metodología que incluya la combinación de un estudio del mercado, selección de materiales, diseño mecánico, análisis de elemento finito y cálculo de vida a la fatiga, se obtendrá un modelo de una cargadora frontal para un tractor agrícola, de menor costo e igual o menor peso, cumpliendo con los requerimientos mecánicos del modelo actual en el mercado.

1.3 Objetivo general

Desarrollar e implementar una metodología mediante la cual se obtenga un modelo alternativo de cargadora frontal para un tractor agrícola, el cual sea al menor costo posible, menor o igual peso, sin afectar el desempeño mecánico en comparación con la cargadora frontal de estudio, por medio de herramientas y recursos de diseño.

1.3.1 Objetivos específicos

- Realizar un estudio del mercado de los diferentes tipos de diseños de los modelos actuales de cargadoras frontales del segmento del modelo de estudio.

- Seleccionar los materiales de menor costo, los cuales cumplan con los requerimientos del diseño.
- Diseñar y evaluar los modelos propuestos de cargadora frontal mediante un análisis estático estructural, con el método de solución de elemento finito.
- Calcular la vida a la fatiga de los componentes propuestos de la cargadora frontal por medio de un post-procesador.

1.4 Alcance

El alcance de este proyecto es proponer un prototipo virtual de una cargadora frontal, resultado de la metodología implementada, el cual no altere el rendimiento mecánico del modelo actual, al menor costo posible, y reducir el peso o en su defecto mantenerlo.

1.5 Justificación

Actualmente la industria automotriz exige, entre otros factores, el diseño de productos altamente competitivos, esto genera la necesidad de minimizar los costos de producción y peso sin afectar la calidad y seguridad de los productos. John Deere está en un proceso constante de innovación y propuestas de nuevos conceptos. Este trabajo de investigación va acorde al objetivo de la compañía, en el cual se generan alternativas de solución para problemáticas del tipo reducción de costo y peso.

CAPÍTULO 2

MARCO TEÓRICO

2.1 Introducción

En esta sección se describen los conceptos de tractor, cargadora frontal, y sus actividades más comunes, además de sus componentes y diferentes tipos de clasificaciones. Respecto a las cargadoras frontales, se mencionan los materiales de los cuales están hechas y sus especificaciones operacionales.

2.2 Concepto de tractor y actividades llevadas a cabo por un tractor

En Inglaterra en 1856 se utilizó por primera vez el concepto de tractor, haciendo referencia a un motor de tracción. Después, en el año de 1890, este término fue empleado en una patente norteamericana, para un motor a vapor montado sobre cadenas. Siendo hasta 1906 cuando por primera vez, este se aplicó a un tractor con motor de combustión interna [6].

Dentro de la amplia variedad de maquinaria utilizada en el campo, el tractor ha sido el que más ha aportado a la modernización de la industria agrícola, en cuestión del gran número de actividades agrarias y sustitución de la fuerza animal, y es considerado como el medio auxiliar más importante por los productores agrícolas [7].

Los tractores son vehículos con motor esencialmente utilizados para tirar o empujar otros aparatos, vehículos o cargas. El tractor agrícola es una máquina

dotada de fuentes de potencia y medios de locomoción propios los cuales pueden ser ruedas o cadenas[6]; y es considerado como un símbolo de estatus de la industria agrícola, es por eso que pueden llegar a ser vistos como autos por los granjeros, de tal manera que lo elogian y son fieles a una marca [8]. Un proceso típico de operación de un tractor agrícola, se muestra en la Figura 2.1[9].



a)



b)



c)



d)

Figura 2.1. Operaciones más comunes llevadas a cabo en un tractor agrícola: a) cargar, b) levantar, c) transporte, d) descarga [10-13].

2.2.1 Clasificación de tractores

El tractor ha evolucionado a través del tiempo, debido a que algunos fabricantes han diseñado y construido muchos tipos para diferentes necesidades en la producción agrícola. Las clasificaciones de los tractores agrícolas suelen ser arbitrarias y muy personalizadas.

En este estudio, se utilizaron tres criterios para realizar la clasificación, con la finalidad de mostrar que existe una gran variedad de tipos de tractores. Los tres criterios son: los elementos que usan para transportarse, el espacio entre el suelo y el bastidor o chasis del tractor, y el uso para el cual están diseñados.

- Por sus elementos de rodaje se clasifican como: tractores de orugas o cadenas, mono eje o cultivador, de tracción en las cuatro ruedas (doble tracción), con las llantas delanteras más pequeñas que las traseras, de doble tracción, con las cuatro llantas del mismo tamaño y articulado (tractor que logra su dirección de transporte doblando el bastidor y que presenta las cuatro llantas del mismo tamaño).
- Por su espacio libre solo se conocen los tractores de gran espacio libre.
- Por su uso se clasifican en tractores de servicio para: huertos, surcos, potreros y jardines, transporte de troncos y patinaje lateral y universal.

Dentro de la clasificación de uso, mencionada anteriormente, se encuentra el tractor de servicio, el cual fue el caso de estudio en este proyecto, y mostrado en la Figura 2.2. En este tipo de tractores su espacio o luz entre el suelo y el chasis es menor comparado con el de surcos. Es conocido como de servicio, porque es de uso general en las fincas, para la limpieza de establos, para el transporte y otras labores generales. Normalmente, estos tractores están equipados con una cargadora frontal. La potencia del motor de estos tractores fluctúa entre los 15 y 60 kW [14].



Figura 2.2. Tractor de servicio [14].

Un tractor agrícola está constituido por elementos y sistemas; motor, embrague, caja de cambios, diferencial y mandos finales, llantas, barra de tiro, polea, toma de fuerza, sistema hidráulico de enganche a tres puntos, tal como se describe en la Figura 2.3 [14].

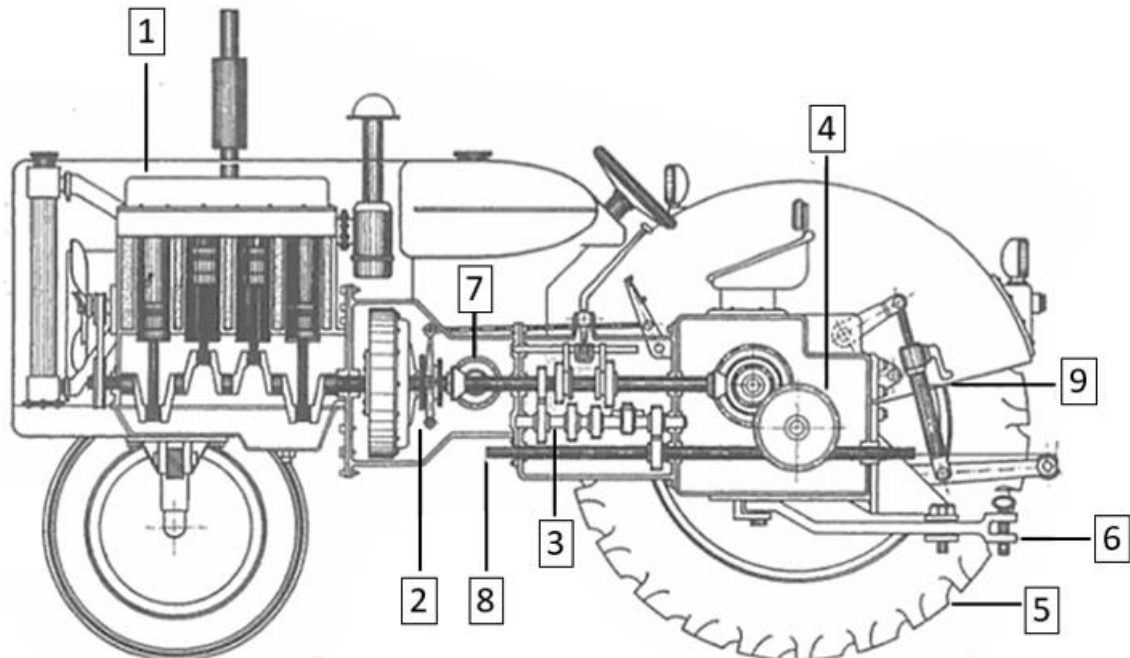


Figura 2.3 Elementos y sistemas del tractor, 1) Motor. 2) embrague. 3) caja de cambios. 4) diferencial y mandos finales. 5) llanta. 6) barra de tiro. 7) polea. 8) toma de fuerza. 9) sistema hidráulico [14].

2.3 Cargadoras frontales

La cargadora frontal, es uno de los accesorios comúnmente más usados, en múltiples aplicaciones con tractores agrícolas, existe una amplia variedad de cargadoras frontales las cuales ofrecen un rango de posibilidades y ventajas. De acuerdo a la tarea a ejecutar, la funcionalidad que requiere el operador de la cargadora podría ser diferente.

La cargadora frontal está compuesta por dos largas barras, usualmente soldadas y dobladas llamadas brazos, unidos por un tubo torque. Estas barras están ensambladas al chasis del tractor, por medio de un conector pasador de pivote, permitiéndoles así un movimiento rotacional.

Otros de los componentes son los cilindros hidráulicos, los cuales controlan el movimiento de la cargadora al subir y bajar, también contiene un mecanismo el cual le permite el acoplamiento de diferentes accesorios o implementos. Este mecanismo es conectado a los brazos a través de pasadores, además de uno o dos cilindros hidráulicos (cilindros del cucharón), capaces de cambiar la orientación del implemento [15].

Las cargadoras frontales son un ejemplo clásico de máquinas de trabajo con interacciones complejas entre sus subsistemas: hidráulico, mecánico y eléctrico. En tractores agrícolas representan un equipo de carga y descarga económico, destinado a operaciones de carga de materiales granulados (tierra, arena, desperdicios, semillas, forraje) y compactos (envasados, sobre tarimas o contenedores). Algunas de las tareas que ejecutan son: movimiento y apilamiento de pacas, nivelación de suelo, excavación, transportación de suministros agrícolas. Es indispensable en el equipamiento industrial para la construcción todo terreno. Una amplia variedad de accesorios de trabajo, pueden ser montados en la cargadora frontal, ejemplo de ellos son: cucharones de diferentes formas, horquillas, paletas, cuchillas, ganchos etc. [16-18].

2.3.1 Tipos de cargadora frontales

Existen tres categorías importantes dentro de las cargadoras frontales para tractores agrícolas, las cuales son: clásica, con paralelogramo mecánico y con paralelogramo hidráulico.

Cargadora frontal clásica: carece de un paralelogramo mecánico, esta es la más simple de todas las cargadoras, como se puede observar en la Figura 2.4. Ya que contiene menos uniones y juntas, lo cual podría llevar a una reducción de peso. Uno de los principales inconvenientes de este tipo de cargadora, es que las trayectorias del cucharón requieren de un control manual para su nivelación, y así evitar la pérdida significativa de carga.

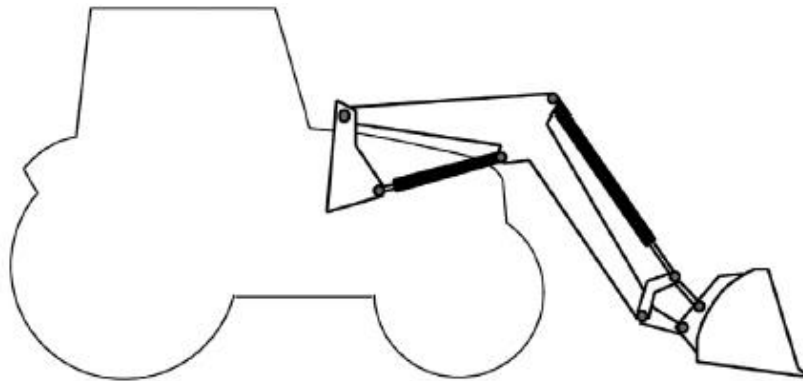


Figura 2.4. Cargadora frontal clásica [15]

Cargadora frontal con paralelogramo mecánico: una ventaja significativa de estas cargadoras (Figura 2.5), es la posibilidad de auto-nivelación del cucharón a lo largo de sus trayectorias, para levantar cierta carga dada, de este modo reduciendo el riesgo de perder cantidades significativas de material. Sin embargo, esta característica es lograda solo bajo ciertas configuraciones geométricas. Este tipo de cargadora ha tenido éxito comercial, además que puede ser acoplada a una amplia gama de tractores agrícolas.

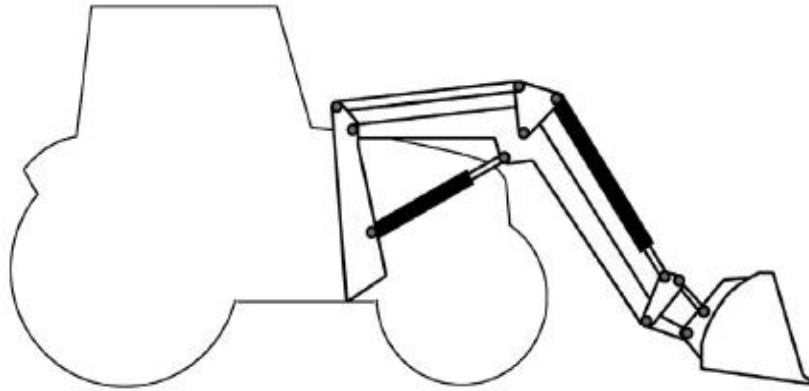


Figura 2.5. Cargadora frontal con paralelogramo mecánico [15].

Cargadora frontal con paralelogramo hidráulico: este tipo de cargadora incluye un paralelogramo hidráulico, como se observa en la Figura 2.6. Este sistema requiere una coordinación hidráulica entre los cilindros del cucharón y un tercer par de cilindros, llamados cilindros compensadores, los cuales mantienen el nivel del cucharón, para una sola orientación. A fin de cambiar la orientación del implemento y permitir su auto-nivelación, es necesario llevar a cabo ajustes mecánicos en la geometría de la cargadora frontal, actualmente no muchos fabricantes ofrecen esta solución[15].

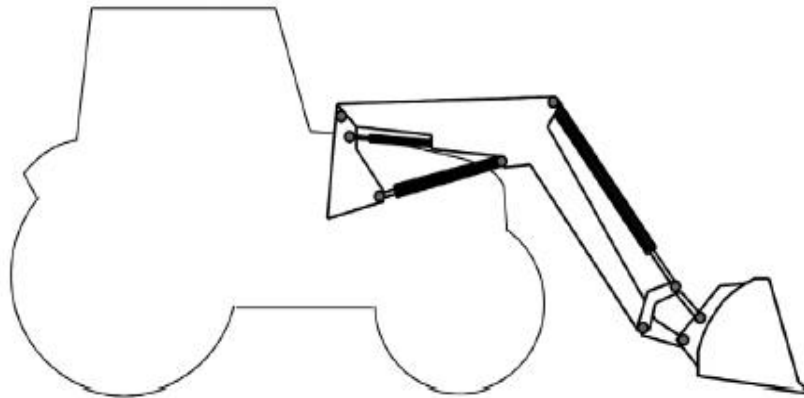


Figura 2.6. Cargadora frontal con paralelogramo hidráulico [15].

2.4 Características y materiales de la cargadora frontal clásica

Las cargadoras frontales comúnmente están construidas por materiales como el acero y fundiciones de hierro. La estructura de la cargadora frontal clásica se

compone de dos brazos largos, los cuales son de perfil tubular rectangular (acero estructural). Cada brazo se compone de dos secciones de perfil tubular rectangular, las cuales son soldadas y unidas mediante un refuerzo de un par placas de acero estructural, llamado comúnmente “rodilla”.

A su vez los brazos son unidos por un tubo torque en la parte frontal, el cual es de perfil tubular circular (acero estructural), siendo la conexión entre ellos dos pares de placas de acero estructural (fish plate). Los brazos por un extremo están unidos al chasis del tractor y en el otro extremo se encuentra el implemento.

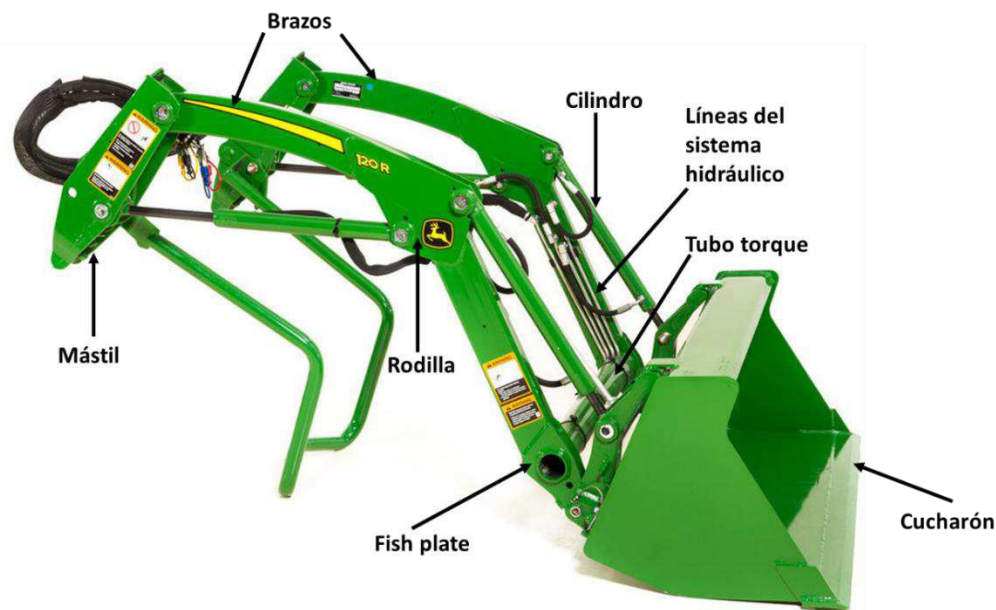


Figura 2.7. Cargadora frontal clásica John Deere [10].

2.4.1 Especificaciones operacionales cargadora frontal clásica

La capacidad de carga es una de las principales características que se indica en la descripción de venta de una cargadora frontal, esta es medida en diferentes puntos localizados a distintas distancias y alturas. La localización de estos puntos se detalla en la Figura 2.8. Los puntos de capacidad de carga más utilizados para evaluar su desempeño en el mercado, son descritos a continuación [19]:

U: es la capacidad de carga a la altura máxima en el punto pivote: es la carga vertical neta en kilogramos, medida en la línea central del punto pivote del cucharón, que la cargadora levantará a su máxima altura usando los cilindros.

V: es la capacidad de carga a la altura máxima: es la carga neta en kilogramos, localizada a 500 mm delante de la línea central del punto pivote del cucharón, que la cargadora levantará a su máxima altura usando los cilindros con el cucharón horizontal.

W: capacidad de carga a 1.5 m de altura en el punto pivote: es la carga vertical en kilogramos, que la cargadora levantará en la línea central del punto pivote, a 1.5m por encima de la línea de nivel de suelo, con el cucharón horizontal usando los cilindros.

X: capacidad de carga a 1.5 m de altura: es la carga vertical en kilogramos, que la cargadora alzará en un punto a 500 mm delante de la línea central del punto pivote del cucharón ubicado a 1.5 m por encima de la línea de nivel del suelo, con el cucharón horizontal utilizando los cilindros.

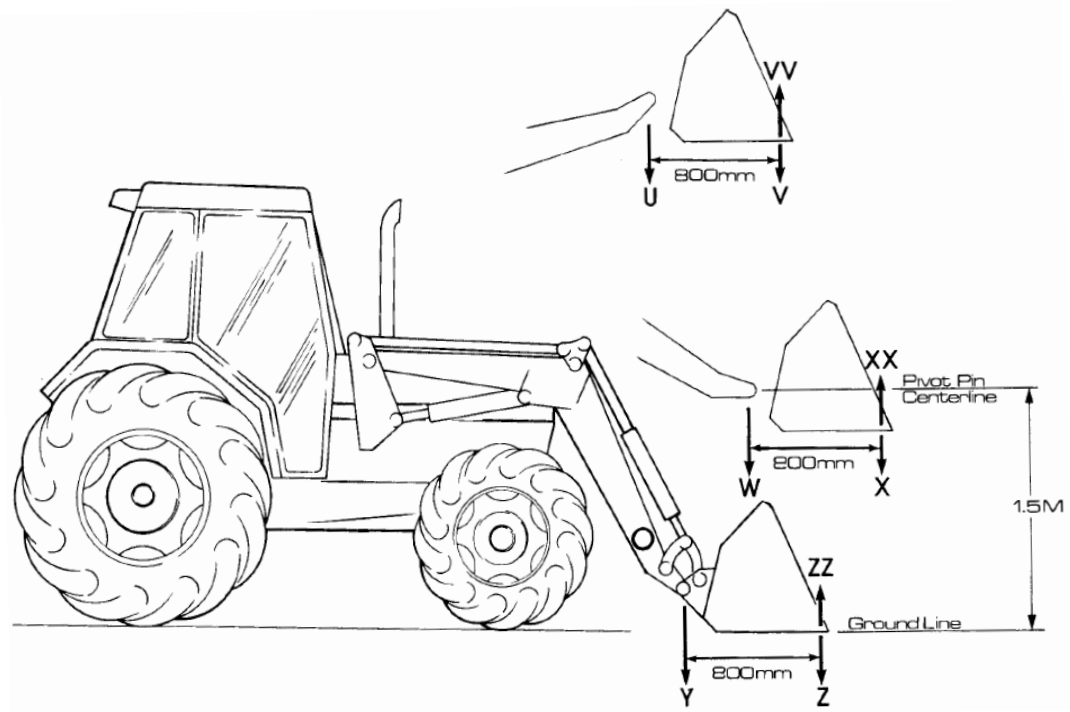


Figura 2.8. Especificaciones operacionales [19].

Las cargadoras frontales operan bajo las peores condiciones de trabajo, sus partes están sujetas a altas cargas, y deben operar de una manera segura bajo condiciones impredecibles de trabajo. Por lo tanto, es necesario para los diseñadores no solo proporcionar equipo de máxima confiabilidad, si no a su vez un mínimo costo y precio [20].

CAPÍTULO 3

DISEÑO MECÁNICO

3.1 Diseño

Diseñar es formular un plan para satisfacer una necesidad específica o resolver un problema. Si el plan resulta en la creación de algo físicamente real, entonces el producto debe ser funcional, seguro, confiable, competitivo, útil, que pueda fabricarse fácilmente y comercializarse[21].

El diseño mecánico se relaciona con el diseño de componentes y sistemas de naturaleza mecánica, máquinas, estructuras, dispositivos e instrumentos. Este utiliza métodos de análisis de esfuerzos e ingeniería de materiales. La meta final en el proceso de diseño mecánico, es dimensionar y dar forma a los elementos, a su vez seleccionar los materiales apropiados y proceso de manufactura, así de esta manera se espera que el sistema resultante pueda desempeñar bien su función sin fallar [22] .

El proceso de diseño es básicamente un ejercicio de creatividad Figura 3.1, inicia con el **reconocimiento de una necesidad** real o imaginada, y una decisión para hacer algo al respecto. Posteriormente, en la fase de **definición del problema** se conciben los mecanismos y arreglos que se llevarán a cabo para la función requerida. En esta etapa, se requiere de un conocimiento extenso de los miembros, ya que un nuevo equipo ordinariamente involucra cambios de geometría, y material. Además las especificaciones deben ser descritas, es decir la cantidad de datos de entrada y de salida, las características y dimensiones del espacio que el objeto debe ocupar y todas las limitaciones sobre estas

cantidades. Una vez identificadas las especificaciones se hace un estudio de factibilidad.

La fase de **síntesis** (invención del concepto o diseño del concepto) es la parte más interesante y retadora del diseño, aquí surgen un gran número de soluciones creativas. La funcionalidad y unicidad del producto son determinadas durante esta etapa. El diseñador produce una nueva idea general o concepto. La síntesis y el análisis son las fases principales que constituyen el proceso de diseño. El análisis tiene el objetivo de satisfacer el desempeño, a su vez la durabilidad, el mínimo peso y un costo competitivo.

La **evaluación** del producto es la prueba final de un diseño exitoso, usualmente se evalúa en laboratorio o en una computadora que proporcione una base de datos del análisis. Estos prototipos de computadora, son mayormente utilizados por ser menos caros y rápidos de generar. Aquí se conoce si el diseño en verdad satisface las necesidades.

La **presentación** es la fase final del proceso de diseño, el diseñador debe ser capaz de entender la necesidad y describir un diseño gráficamente, verbalmente y por escrito [22].

Existe una relación directa entre el diseño y la selección de materiales, son términos integrados en el desarrollo de cualquier producto con un costo competitivo. La selección de materiales en el proceso de diseño es un punto clave, ya que se tiene que determinar el material correcto para el diseño, y este se ve involucrado en el desempeño del servicio. A su vez la selección de materiales, ayudará a seleccionar aquel que tengan las propiedades adecuadas para el producto, con el más bajo costo, así se reducirá el costo de manufactura y obtendrán productos con bajo precio de venta[23].

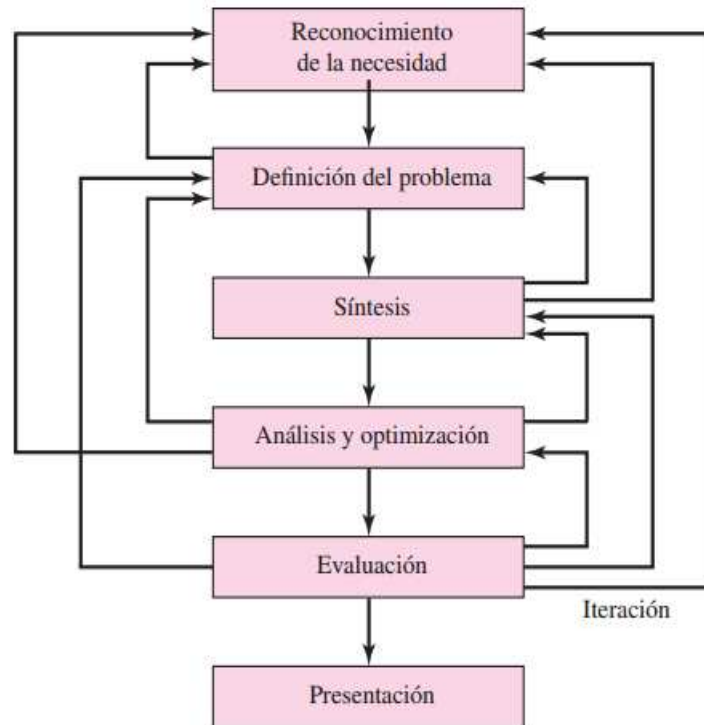


Figura 3.1. Fases del proceso de diseño [21].

3.2 Selección de materiales

La selección de materiales es una actividad multidisciplinaria la cual integra un gran número de campos de conocimiento y dominios profesionales, es una tarea difícil y sutil, debido al inmenso número de materiales disponibles, los cuales tienen sus propias características, aplicaciones, ventajas y limitaciones.

En la selección de materiales los ingenieros y diseñadores utilizan un gran número de atributos, como son: propiedades físicas, eléctricas, magnéticas, mecánicas, químicas, de manufactura (maquinabilidad, formabilidad, soldabilidad, capacidad de fundición), costo de material, forma del producto, impacto del material en el ambiente, características de desempeño, disponibilidad, tendencias del mercado etc. Las propiedades de materiales más importantes usualmente encontradas en el proceso de selección de materiales son: resistencia, rigidez, tenacidad, dureza, densidad y termofluencia.

El material es una función vital e importante durante todo el proceso de diseño y manufactura, ya que el costo del material comprende el 50% o más del costo de la mayoría de los productos, por lo cual, la incorrecta selección de materiales frecuentemente conduce a altos precios de fabricación y un fracaso del producto terminado [24, 25–29].

3.2.1 Estrategia para la selección de materiales

En la estrategia para la selección de materiales, existen cuatro pasos principales: interpretación, cribado, clasificación y documentación, tal y como se muestra en el diagrama de flujo de la Figura 3.2

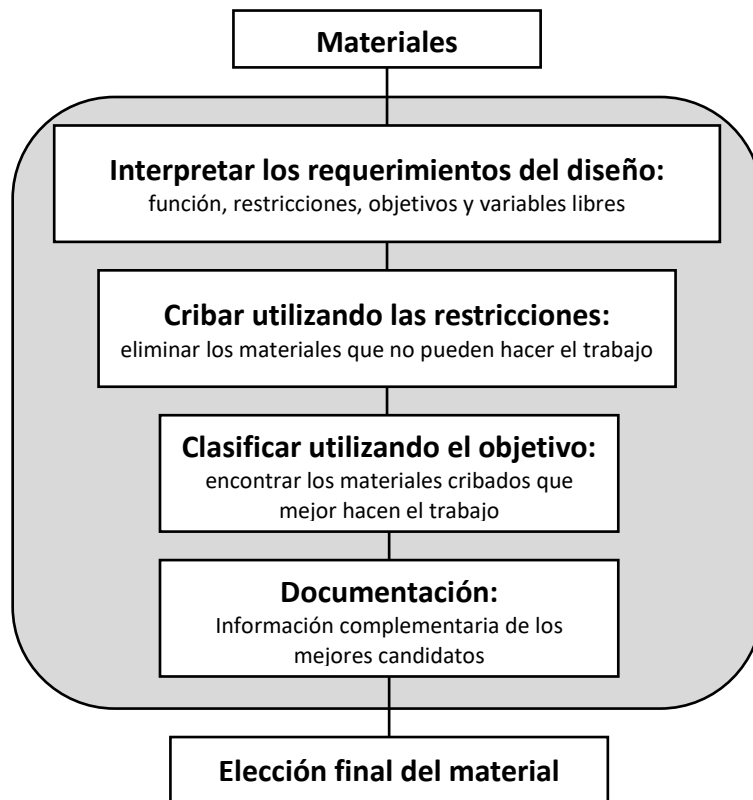


Figura 3.2. Estrategia de selección de materiales [30].

- a) Interpretación:** en este primer paso se definen los requerimientos del diseño; la función: ¿qué hará el componente?, las restricciones: las condiciones no negociables las cuales deben cumplirse, el objetivo: ¿qué aspecto se busca

minimizar o maximizar, y las variables libres de la pieza: parámetros los cuales el diseñador tiene la libertad de modificar. Todo esto define las condiciones frontera para la selección de un material.

- b) Cribado:** en esta etapa se eliminan los materiales/candidatos que no pueden realizar o no son adecuados para el trabajo, ya que uno o más de sus atributos están fuera de los límites establecidos por las restricciones.
- c) Clasificación:** una vez que se tienen los candidatos que aprobaron la fase de cribado, es necesario aplicar un criterio de optimización, el *índice del material*, el cual es una paramétrica que indica que también el candidato cumple con las especificaciones requeridas por la aplicación.
- d) Documentación:** el resultado de los pasos anteriores se resume en una lista estrecha de los mejores candidatos que cumplen con las restricciones, y maximizan o minimizan el criterio de excelencia.

La documentación típicamente es descriptiva, gráfica o pictórica: incluye casos de estudio previos del uso del material, detalles de su comportamiento de corrosión en ambientes particulares, disponibilidad, precio e impacto ambiental. Esta información se encuentra en manuales, hojas de datos de proveedores, artículos de revistas, bases de datos y sitios web de alta calidad. De esta manera la documentación nos conducirá a una elección final.

3.2.2 Desarrollo del índice de desempeño

El diseño de un componente mecánico es especificado por tres grupos de variables: los requerimientos funcionales, la geometría, y las propiedades del material. El desempeño P del componente es descrito mediante la siguiente ecuación:

$$P = \left[\left(\begin{matrix} \text{requerimientos} \\ \text{funcionales, } \mathbf{F} \end{matrix} \right) \left(\begin{matrix} \text{parametros} \\ \text{geometricos, } \mathbf{G} \end{matrix} \right) \left(\begin{matrix} \text{propiedades} \\ \text{del material, } \mathbf{M} \end{matrix} \right) \right]$$

o

$$P = f(F, G, M) \quad \text{Ec. 3.1}$$

donde P , la métrica de desempeño, es la cantidad que se busca aumentar o disminuir: la masa del componente, su volumen, vida, o costo. La f significa “en función de”. El diseño óptimo es la selección del material y geometría que maximiza o minimiza P , de acuerdo al objetivo.

Los tres grupos de parámetros en la ecuación 3.1 son “separables”, así la ecuación puede ser escrita como:

$$\mathbf{P} = f_1(\mathbf{F}) \cdot f_2(\mathbf{G}) \cdot f_3(\mathbf{M}) \quad \text{Ec. 3.2}$$

donde f_1 , f_2 , y f_3 , son funciones. Cuando los grupos son separables, la elección óptima del material llega a ser independiente de los detalles de diseño: es el mismo para todas las geometrías \mathbf{G} y todos los valores de los requerimientos funcionales \mathbf{F} . El material óptimo puede ser identificado sin resolver el problema de diseño completo, o incluso conociendo todos los detalles de \mathbf{F} y \mathbf{G} . esto permite una enorme simplificación: el desempeño para todos los requerimientos funcionales y parámetros geométricos, es maximizado incrementando el valor de $f_3(\mathbf{M})$, el cual es llamado coeficiente de eficiencia del material, o índice del material.

Cada combinación de función, objetivo y restricciones conduce a un característico índice de material, tal como se describe en la Figura 3.3.

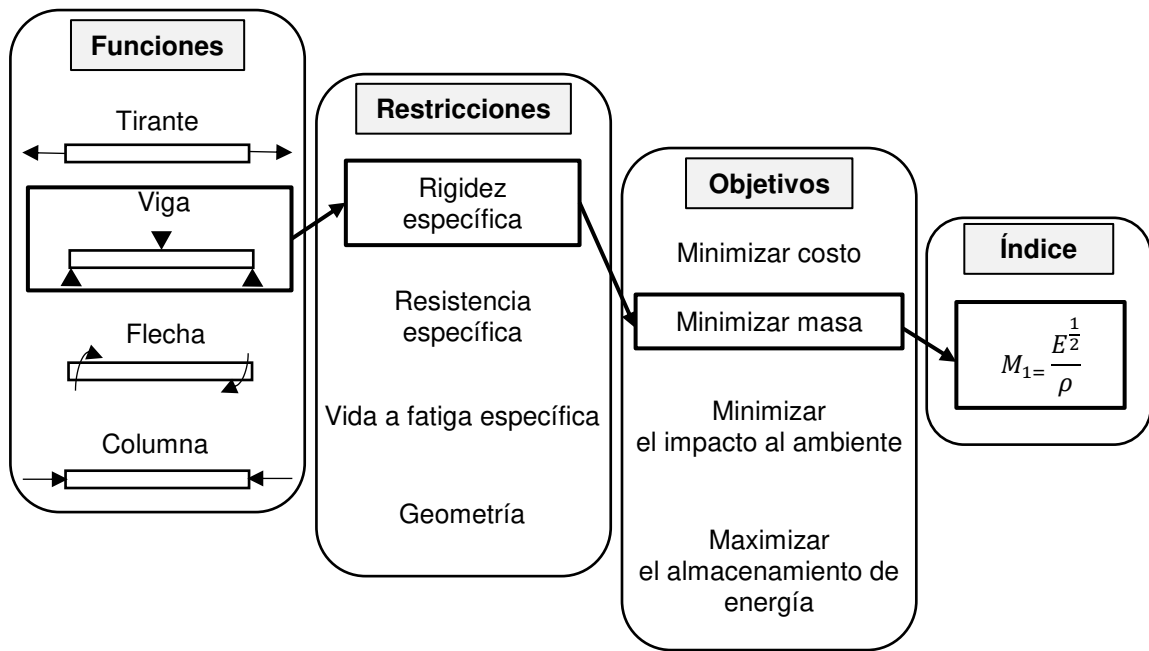


Figura 3.3. Obtención del índice del material [30].

Todos los materiales estructurales presentan en cierto grado la propiedad de elasticidad, es decir, si las fuerzas exteriores que deforman la estructura no rebasan un cierto límite, la deformación desaparece cuando se suprimen tales fuerzas, es decir recuperan su forma inicial [31]. A continuación, se definirán los conceptos de esfuerzo y deformación, por su relevancia en el diseño de componentes.

3.3 Concepto de esfuerzo

Si un cuerpo sólido, el cual está bajo un sistema de fuerzas exteriores, cargas aplicadas y reacciones en un estado de equilibrio, es dividido en dos partes (*A*) y (*B*) mediante una sección *S*, tal como se muestra en la Figura 3.4; se generarán fuerzas de interacción (\vec{F}) en la superficie *S* de la misma magnitud y dirección, pero sentidos contrarios, esto para mantener el equilibrio en las dos partes resultantes.

Al considerar un punto sobre la superficie S , un entorno de dicho punto de área ΔS y $\Delta \vec{F}$ que la parte (B) del cuerpo ejerce sobre la parte (A) a través del área ΔS , resultará en una relación de fuerza por unidad de área, la cual es llamada esfuerzo medio:

$$\vec{t}_m = \frac{\Delta \vec{F}}{\Delta S} \quad \text{Ec. 3.3}$$

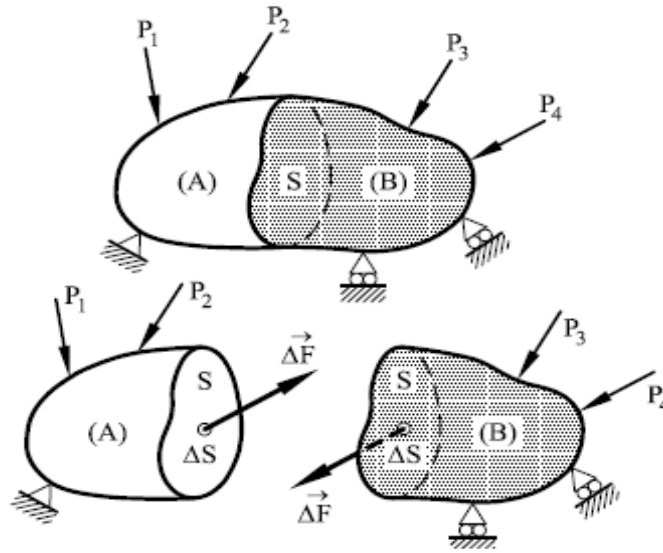


Figura 3.4. Concepto de esfuerzo medio [32].

Si se hace tender el área ΔS a un elemento diferencial de área dS , se obtiene el esfuerzo en un punto según una superficie S y será definido por:

$$\vec{t} = \lim_{\Delta S \rightarrow 0} \frac{\Delta \vec{F}}{\Delta S} = \frac{d\vec{F}}{dS} \quad \text{Ec. 3.4}$$

En general, la tensión no es normal al plano de división considerado, si no que se divide en dos componentes: tensión normal al plano de la sección, σ , y la tensión tangencial a dicho plano, τ , tal y como se muestra en la Figura 3.5 [32].

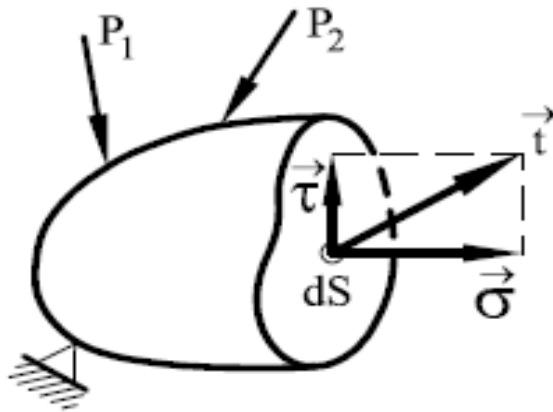


Figura 3.5. Componentes normal y tangencial de la tensión [32].

3.4 Concepto de deformación

Un cuerpo el cual está sometido a la acción de fuerzas aplicadas, tiende a ser deformado, dado que no existe material alguno que sea infinitamente rígido. De acuerdo al principio de rigidez, los movimientos que se producen en el proceso de deformación son pequeños, respecto a las dimensiones del cuerpo. La deformación pura, hace referencia al cambio de forma, que puede experimentar un elemento diferencial de volumen de dimensiones: dx , dy , dz tal y como se observa en la Figura 3.6.

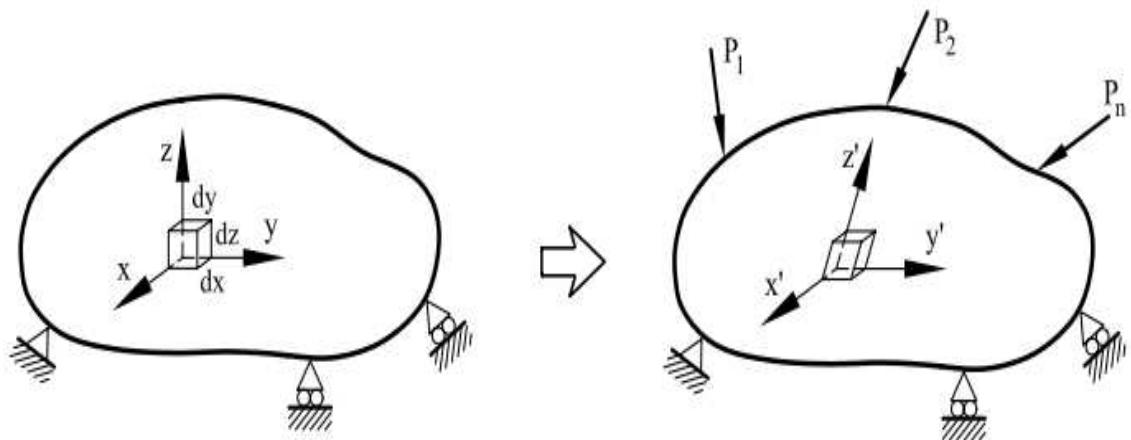


Figura 3.6. Proceso de deformación de un elemento de volumen [32].

Los lados del paralelepípedo elemental modifican sus longitudes iniciales dx , dy , dz , de manera que las proyecciones de las nuevas longitudes sobre los tres ejes de referencia serán: $(1 + \varepsilon_x) dx$, $(1 + \varepsilon_y) dy$, $(1 + \varepsilon_z) dz$, respectivamente. A si mismo, las proyecciones de los ángulos rectos: $\frac{\pi}{2} \pm \gamma_{xy}$, $\frac{\pi}{2} \pm \gamma_{xz}$, $\frac{\pi}{2} \pm \gamma_{yz}$. Los valores de ε_x , ε_y , ε_z son llamados alargamientos unitarios o deformaciones lineales, y los valores γ_{xy} , γ_{xz} , γ_{yz} se conocen como distorsiones o deformaciones angulares. En materiales mecánicamente isótropos, las tensiones normales producen alargamientos, y las tensiones tangenciales provocan distorsiones tal como se ilustra en la Figura 3.7 [32].

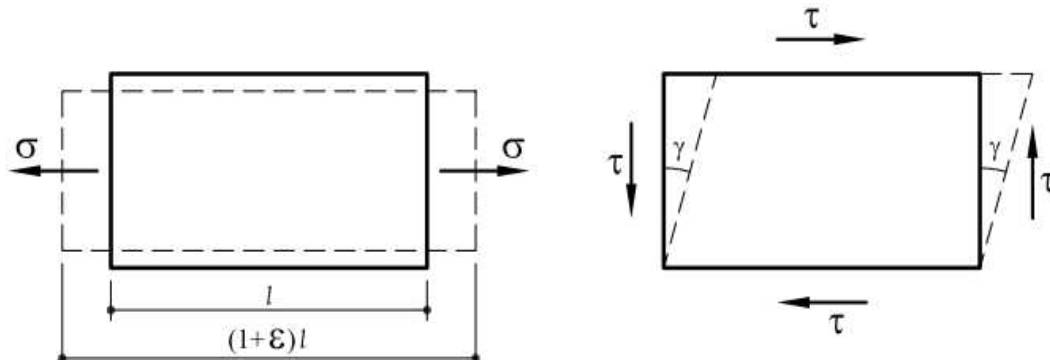


Figura 3.7. Alargamiento y distorsión de un material isótropo [32].

3.5 Componentes de esfuerzo y deformación tridimensional

Un elemento infinitesimal tridimensional en coordenadas cartesianas con dimensiones dx , dy , y dz , esfuerzos normales y cortantes, tal como se muestra en la Figura 3.5, representa adecuadamente el estado de esfuerzos, sobre tres planos mutuamente perpendiculares de un cuerpo en un estado de esfuerzo tridimensional. Los esfuerzos normales son perpendiculares a las caras del elemento y son representados por σ_x , σ_y y σ_z .

Los esfuerzos cortantes actúan en las caras (planos) del elemento y son representadas por τ_{xy} , τ_{yz} , τ_{zx} . Del equilibrio de momentos en el elemento se

obtiene: $\tau_{xy}=\tau_{yx}$, $\tau_{yz}=\tau_{zy}$, $\tau_{zx}=\tau_{xz}$. Por lo tanto, solo hay tres esfuerzos cortantes independientes, junto con los tres esfuerzos normales (Figura 3.8).

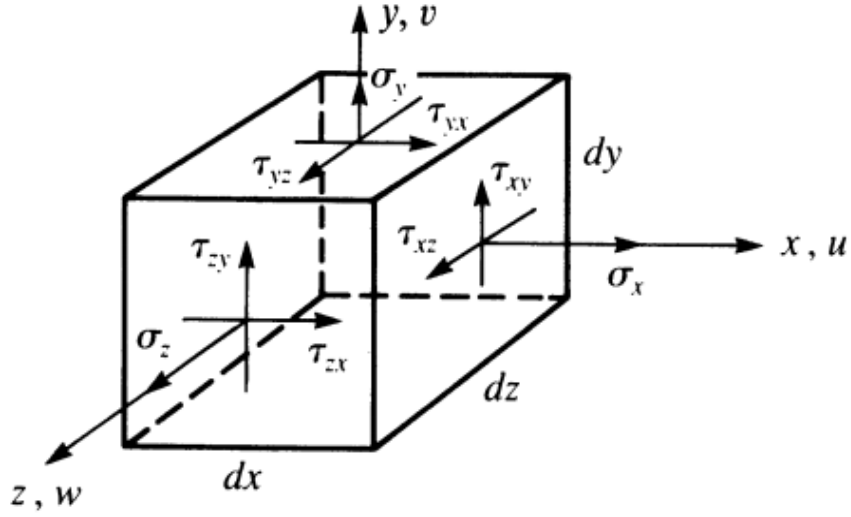


Figura 3.8. Esfuerzos tridimensionales sobre un elemento [33].

Las relaciones de deformación/desplazamiento del elemento son:

$$\epsilon_x = \frac{\partial u}{\partial x} \quad \epsilon_y = \frac{\partial v}{\partial y} \quad \epsilon_z = \frac{\partial w}{\partial z} \quad \text{Ec. 3.5}$$

donde u , v , y w son los desplazamientos asociados con las direcciones x , y y z .; mientras que las deformaciones cortantes son dadas por:

$$\gamma_{xy} = \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} = \gamma_{yx} \quad \text{Ec. 3.6}$$

$$\gamma_{yz} = \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} = \gamma_{zy} \quad \text{Ec. 3.7}$$

$$\gamma_{zx} = \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} = \gamma_{xz} \quad \text{Ec. 3.8}$$

donde solo existen tres esfuerzos cortantes independientes. Los esfuerzos y deformaciones se representan por matrices de columna:

$$\{\sigma\} = \begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \sigma_z \\ \tau_{xy} \\ \tau_{yz} \\ \tau_{zx} \end{Bmatrix} \quad \text{Ec. 3.9}$$

$$\{\varepsilon\} = \begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \varepsilon_z \\ \tau_{xy} \\ \tau_{yz} \\ \tau_{zx} \end{Bmatrix} \quad \text{Ec. 3.10}$$

Las relaciones esfuerzo/deformación para un material isotrópico son dadas por:

$$\{\sigma\} = [D]\{\varepsilon\} \quad \text{Ec. 3.11}$$

donde $\{\sigma\}$ y $\{\varepsilon\}$ son definidas por las ecuaciones 3.9 y 3.10, y la matriz constitutiva

$[D]$ es dada por: [33]

$$\{D\} = \frac{E}{(1+\nu)(1-2\nu)} \begin{bmatrix} 1-\nu & \nu & \nu & 0 & 0 & 0 \\ & 1-\nu & \nu & 0 & 0 & 0 \\ & & 1-\nu & 0 & 0 & 0 \\ & & & \frac{1-2\nu}{2} & 0 & 0 \\ & & & & \frac{1-2\nu}{2} & 0 \\ & & & & & \frac{1-2\nu}{2} \end{bmatrix} \quad \text{Ec. 3.12}$$

Simetría

3.6 Esfuerzos principales

Partiendo de que el esfuerzo es un tensor simétrico, se puede determinar e identificar los ejes principales y valores para el esfuerzo. Para cualquier tensor de esfuerzo se puede establecer el problema del valor principal y resolver la ecuación característica para determinar los valores principales y direcciones.

La ecuación característica general para el tensor de esfuerzo es:

$$\det [\sigma_{ij} - \sigma \delta_{ij}] = -\sigma^3 + I_1 \sigma^2 - I_2 \sigma + I_3 = 0 \quad \text{Ec. 3.13}$$

donde σ son los esfuerzos principales y las invariaciones fundamentales del tensor de esfuerzos pueden ser expresadas en términos de los esfuerzos principales $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ como:

$$\begin{aligned} I_1 &= \sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3 \\ I_2 &= \sigma_1 \sigma_2 + \sigma_2 \sigma_3 + \sigma_3 \sigma_1 \\ I_3 &= \sigma_1 \sigma_2 \sigma_3 \end{aligned} \quad \text{Ec. 3.14}$$

En el sistema principal de coordenadas, la matriz de esfuerzo toma forma de diagonal:

$$\sigma_{ij} = \begin{bmatrix} \sigma_1 & 0 & 0 \\ 0 & \sigma_2 & 0 \\ 0 & 0 & \sigma_3 \end{bmatrix} \quad \text{Ec. 3.15}$$

Una comparación entre los esfuerzos generales y principales es mostrada en la Figura 3.9. Se observa que, para el sistema de coordenadas principal, todos los esfuerzos cortantes son descartados. Este estado solo incluye los esfuerzos normales [34].

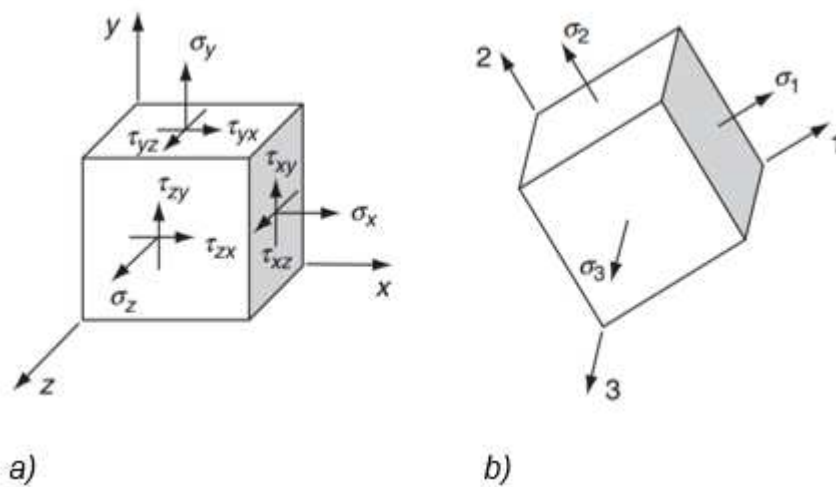


Figura 3.9. a) Estado de esfuerzos en coordenadas generales. b) Estado de esfuerzo en coordenadas principales [34].

3.7 Teoría de la energía de distorsión para materiales dúctiles

De acuerdo a Shigley; “La teoría de la energía de deformación máxima predice que la falla por fluencia ocurre cuando la energía de la deformación total por unidad de volumen alcanza o excede la energía por unidad de volumen correspondiente a la resistencia a la fluencia en tensión o compresión del mismo material”[21].

En el estado multiaxial de tensión, la densidad de energía de distorsión está dada por la ecuación:

$$E_d^* = \frac{1+\nu}{6E} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2] \quad \text{Ec. 3.16}$$

La densidad de energía de distorsión a la falla en el ensayo de tensión está dada por la ecuación:

$$E_d^* = \frac{1+\nu}{3E} \sigma_e^2 \quad \text{Ec. 3.17}$$

Al igualar la energía de distorsión del estado multiaxial de tensión Ec. 3.16, y la del ensayo de tensión Ec. 3.17, se obtiene un esfuerzo equivalente del estado general total de esfuerzo, dado por σ_1 , σ_2 y σ_3 , llamado esfuerzo von Mises Ec. 3.18, el cual predice falla elástica cuando el esfuerzo de von Mises alcanza el punto de cedencia.

$$\sigma_{vm} = \sqrt{\frac{1}{2} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]} \quad \text{Ec. 3.18}$$

Esta teoría es ampliamente recomendada para materiales dúctiles [21,35,36] .

3.8 Teoría del esfuerzo Máximo Principal

De acuerdo con la teoría del esfuerzo máximo principal, un material falla por fractura cuando el esfuerzo máximo principal alcanza el esfuerzo último a tracción S_u , en una prueba de tensión. Por lo tanto, al comienzo de la fractura, para un factor de seguridad n :

$$|\sigma_1| = \frac{S_u}{n} \quad \text{ó} \quad |\sigma_3| = \frac{S_u}{n} \quad \text{Ec. 3.19}$$

Es decir, una grieta comienza en el punto máximo de esfuerzo en un material frágil, es decir cuando el esfuerzo máximo principal en el punto alcanza el S_u . Este criterio de falla es sugerido para la observación de las superficies de fractura en materiales frágiles bajo tensiones planas, las cuales traen consigo el esfuerzo principal máximo. Esta teoría es basada en que el material tiene el mismo valor último a tensión y compresión, es decir: $S_u = S_{uc}$.

Para el caso de esfuerzo plano $\sigma_3 = 0$, así la condición de fractura es expresada como:

$$|\sigma_1| = \frac{S_u}{n} \quad \text{ó} \quad |\sigma_3| = \frac{S_u}{n} \quad \text{Ec. 3.20}$$

esto puede ser escrito como

$$\frac{\sigma_1}{S_u} = \pm 1 \quad \text{ó} \quad \frac{\sigma_2}{S_u} = \pm 1 \quad \text{Ec. 3.21}$$

para $n=1$.

En la Figura 3.10, se puede apreciar que los puntos a , b y c , d señalan los esfuerzos principales a tensión y compresión, respectivamente. La frontera del cuadro indica el comienzo de una falla por fractura y el área dentro de esta, la región segura [22].

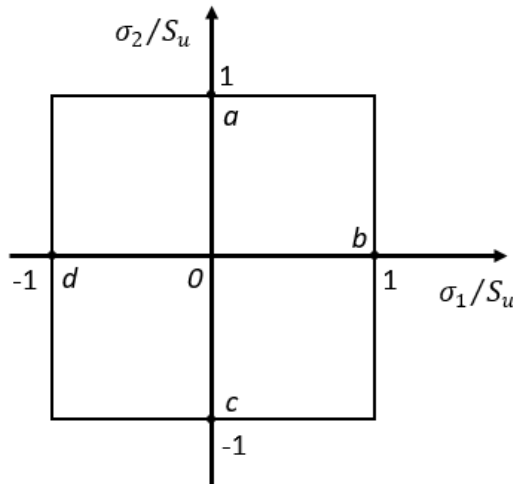


Figura 3.10. Criterio de falla basado en el esfuerzo máximo principal [22].

Los métodos computacionales de análisis son aplicables a una amplia clase de formulaciones matemáticas, y, por lo tanto, la mayor parte de problemas de ingeniería pueden resolverse [37]. Un análisis de elemento finito es la herramienta más común para el análisis de esfuerzos estructurales, la cual se caracteriza por ser confiable y económica [38,39].

3.9 Método de los elementos finitos

El método de elementos finitos, es un método numérico para resolver problemas de ingeniería y la física matemática. Puede ser visto como un método para encontrar soluciones aproximadas para ecuaciones diferenciales parciales, o como herramienta para transformar ecuaciones diferenciales parciales en ecuaciones algebraicas. La Figura 3.11 muestra aplicaciones en diversos campos en la ingeniería de análisis por elementos finitos [33,40].

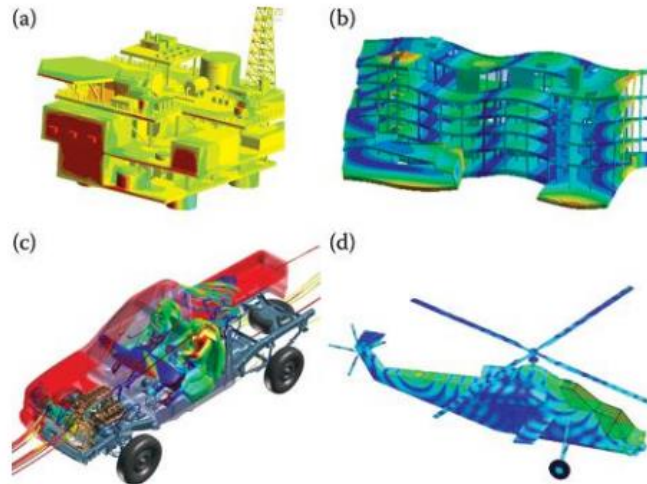


Figura 3.11. a) Simulación de carga de viento de una plataforma marina. b) Respuesta modal de una estructura de acero en la construcción con pisos de concreto. c) Control de temperatura de un sistema. d) Patrón del campo eléctrico de una antena montada en un helicóptero [41].

3.10 Elementos

La transformación de un problema de ingeniería a una representación matemática, es lograda al discretizar el dominio de interés por medio de subdominios o elementos, tal y como se observa en la Figura 3.12. La selección de estos depende de la geometría y física del problema. Los elementos tridimensionales más comunes son los tetraedros y hexaedros o elementos bloque, usados para llevar a cabo el análisis de esfuerzos tridimensionales. En la forma básica, o lineal, estos elementos son de lados rectos y solo tienen nodos en sus esquinas, en la forma de alto orden, o cuadrática, son de lados curvos, con nodos en las esquinas y nodos intermedios, como se observa en la Figura 3.13 [33,42].

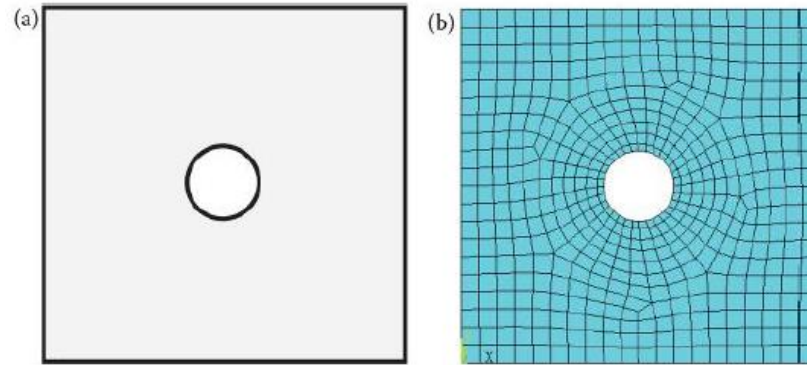


Figura 3.12. a) Dominio (geometría). b) Discretización del dominio (mallado) [41].

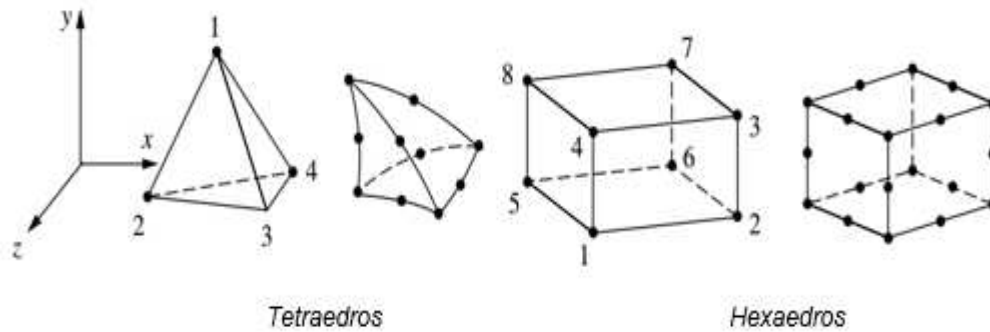


Figura 3.13. Elementos tridimensionales de bajo y alto orden [33].

3.11 Nodos y grados de libertad

Los elementos del dominio discretizado están conectados entre sí por nodos en común, tal como se muestra en la Figura 3.14, los cuales proporcionan continuidad para los grados de libertad y son gobernados por el tipo de elemento y la física del problema. Un nodo especifica la ubicación de las coordenadas donde los grados de libertad y la física del problema toman lugar.

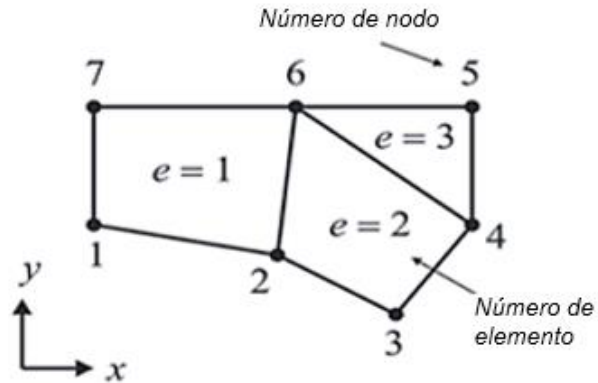


Figura 3.14. Nodos y elementos [42].

Los grados de libertad o también llamados variables nodales, son rotaciones (θ) y desplazamientos (dx) que puede experimentar el nodo, tal como se indica en la Figura 3.15 [42].

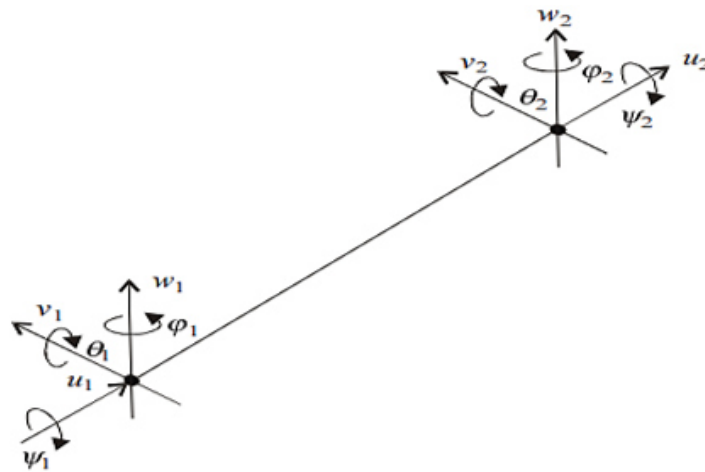


Figura 3.15. Dos nodos cada uno con seis grados de libertad [40].

3.12 Funciones de forma

El concepto de función de forma o función de aproximación, hace referencia a la representación del comportamiento de los desplazamientos dentro de cada tipo de elemento.

Al aplicar las funciones de forma, toda la solución se puede representar en cada subdominio, únicamente haciendo uso de los valores solución en los nodos.

También, al conocer los valores de los desplazamientos, velocidades, o cualquier otra magnitud en los nodos, se puede conocer su valor en cualquier punto dentro del subdominio.

Las funciones de forma (aproximación a la función de incógnita) son útiles para la discretización del espacio (dominio), y para la aproximación de la función incógnita dentro del subdominio (elemento finito), un ejemplo de esto se puede apreciar en la Figura 3.16.

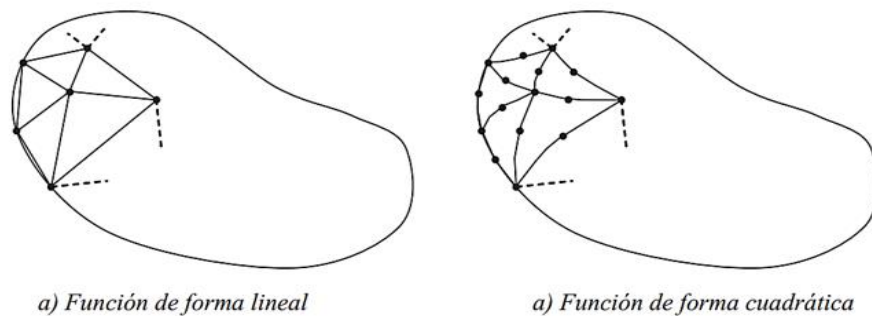


Figura 3.16. Aproximación de la geometría mediante una discretización de elementos [43].

Para estas funciones de forma se utilizan normalmente polinomios, los cuales tienen como ventaja: 1) una manipulación matemática práctica, y 2) a medida que aumenta el grado del polinomio la solución debería converger asintóticamente a la del medio continuo representado, así un polinomio de grado infinito permitirá obtener una solución con mayor exactitud [43,44]

3.13 Condiciones frontera en análisis estructurales

En problemas de campo, en la ciencia de ingeniería: mecánica de fluidos, transferencia de calor, difusión, electromagnetismo entre otros, la solución del sistema requiere, apropiadas condiciones frontera sobre el componente a analizar. Las condiciones de frontera más comunes en aplicaciones elásticas, normalmente especifican las cargas y soportes que contiene el dominio.

Este concepto es formulado matemáticamente mediante la especificación y aplicación de fuerzas o desplazamientos en los nodos localizados sobre la frontera del componente. La idea general de tres casos típicos, los cuales incluyen fuerzas, desplazamientos y un caso donde las fuerzas son especificadas en la frontera S_t y los desplazamientos en la porción restante S_u , se pueden observar en la Figura 3.17; siendo $S = S_t + S_u$, la frontera total [34].

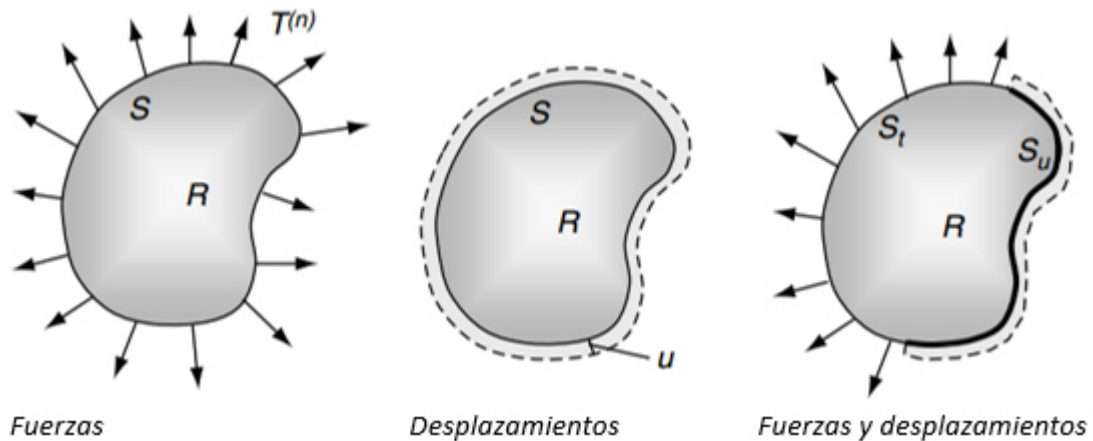


Figura 3.17. Condiciones frontera [34].

3.14 Matriz de rigidez

Las características primarias de un elemento finito son incluidas en la matriz de rigidez del elemento, la cual contiene información de su geometría y el comportamiento de su material, esto indica la resistencia del elemento a la deformación cuando es sujeto a carga.

Estructuras tridimensionales en un análisis estático (elástico-lineal), aplicando el método de los desplazamientos, implica la resolución del sistema lineal de ecuaciones de equilibrio:

$$K U = P \quad \text{Ec. 3.22}$$

donde K es la matriz de rigidez de la estructura, U el vector de desplazamientos de los puntos nodales y P el vector de cargas aplicadas en los puntos nodales.

La matriz de rigidez de la estructura tiene como característica, ser positiva, en banda y simétrica, se forma por la adición directa de las matrices de rigidez de los elementos[45].

3.15 Condiciones de compatibilidad

Las seis componentes de la deformación en cada punto quedan determinadas por las funciones u, v, w , las cuales representan las componentes de desplazamiento. Las componentes de la deformación no pueden expresarse arbitrariamente en función de x, y, z .

A partir de una permutación cíclica de las letras x, y, z , se obtienen dos relaciones análogas. Calculando ahora las derivadas:

$$\frac{\partial^2 \epsilon_x}{\partial y \partial z} = \frac{\partial^3 u}{\partial x \partial y \partial z} \quad \text{Ec. 3.23}$$

$$\frac{\partial \gamma_{yz}}{\partial x} = \frac{\partial^2 v}{\partial x \partial z} + \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} \quad \text{Ec. 3.24}$$

$$\frac{\partial \gamma_{xz}}{\partial y} = \frac{\partial^2 u}{\partial y \partial z} + \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} \quad \text{Ec. 3.25}$$

$$\frac{\partial \gamma_{xy}}{\partial z} = \frac{\partial^2 u}{\partial y \partial z} + \frac{\partial^2 v}{\partial x \partial z} \quad \text{Ec. 3.26}$$

Con estas ecuaciones obtenemos:

$$2 \frac{\partial^2 \epsilon_x}{\partial y \partial z} = \frac{\partial}{\partial x} \left(-\frac{\partial \gamma_{yz}}{\partial x} + \frac{\partial \gamma_{xz}}{\partial y} + \frac{\partial \gamma_{xy}}{\partial z} \right) \quad \text{Ec. 3.27}$$

En consecuencia, se tienen seis ecuaciones diferenciales entre las componentes de la deformación. Estas ecuaciones reciben el nombre de condiciones de compatibilidad y son las siguientes:

$$\frac{\partial^2 \epsilon_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \epsilon_y}{\partial x^2} = \frac{\partial^2 \gamma_{xy}}{\partial x \partial y} \quad \text{Ec. 3.28}$$

$$2 \frac{\partial^2 \epsilon_x}{\partial y \partial z} = \frac{\partial}{\partial x} \left(-\frac{\partial \gamma_{yz}}{\partial x} + \frac{\partial \gamma_{xz}}{\partial y} + \frac{\partial \gamma_{xy}}{\partial z} \right) \quad \text{Ec. 3.29}$$

$$\frac{\partial^2 \epsilon_y}{\partial z^2} + \frac{\partial^2 \epsilon_z}{\partial y^2} = \frac{\partial^2 \gamma_{yz}}{\partial y \partial z} \quad \text{Ec. 3.30}$$

$$2 \frac{\partial^2 \epsilon_y}{\partial x \partial z} = \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\partial \gamma_{yz}}{\partial x} - \frac{\partial \gamma_{xz}}{\partial y} + \frac{\partial \gamma_{xy}}{\partial z} \right) \quad \text{Ec. 3.31}$$

$$\frac{\partial^2 \epsilon_z}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \epsilon_x}{\partial z^2} = \frac{\partial^2 \gamma_{xz}}{\partial x \partial z} \quad \text{Ec. 3.32}$$

$$2 \frac{\partial^2 \epsilon_z}{\partial x \partial y} = \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\partial \gamma_{yz}}{\partial x} + \frac{\partial \gamma_{xz}}{\partial y} - \frac{\partial \gamma_{xy}}{\partial z} \right) \quad \text{Ec. 3.33}$$

Estas seis ecuaciones aseguran la existencia del desplazamiento de un cuerpo de manera continua, manteniendo los puntos siempre unidos sin generar un campo de deformaciones no compatible, tal y como se observa en la Figura 3.18 [31].

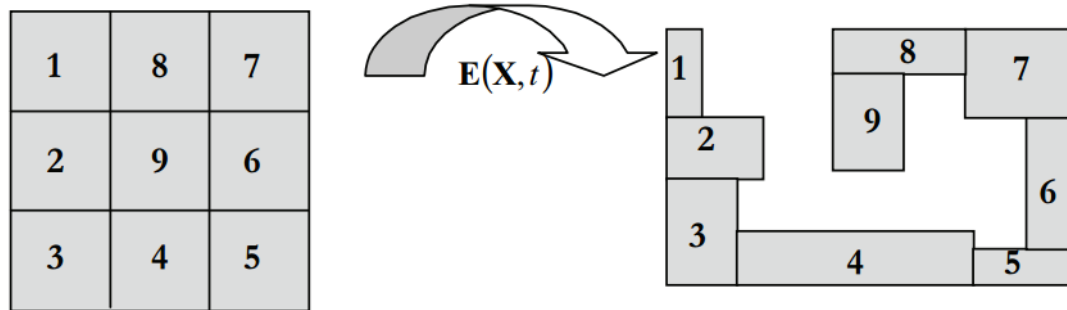


Figura 3.18. Campo de deformaciones no compatible [46].

3.16 Procedimiento general de un análisis estructural por medio del método de los elementos finitos

Generalmente los pasos de un análisis por elementos finitos, para un problema mecánico estructural, se dividen en estas tres categorías, un pre-procesamiento, procesamiento o solución y post-procesamiento.

Pre-procesamiento: es la definición del modelo y presenta estas características[47]:

- Definir el dominio geométrico del problema.
- Especificar el tipo de elemento a utilizar.
- Fijar las propiedades del material del elemento.
- Definir las propiedades geométricas del elemento.
- Discretizar el modelo.
- Fijar las condiciones de frontera.

- Definir las cargas.

Solución: en esta parte el software de elemento finito, ensambla las ecuaciones algebraicas en forma matricial y calcula los valores desconocidos de las variables primarias de campo (desplazamientos). Los valores calculados son usados por sustitución regresiva para cálculos adicionales, como fuerzas de reacción y esfuerzos en los elementos.

Post-procesamiento: es el análisis y evaluación de los resultados de la solución. El post-procesador del software permite el ordenamiento, visualización y trazado de los resultados seleccionados de una solución, siendo así estas algunas de las operaciones que se pueden realizar:

- Clasificar el esfuerzo de los elementos en orden de magnitud.
- Verificar el equilibrio estático estructural.
- Calcular factores de seguridad.
- Visualizar la deformación en la estructura.
- Animación dinámica del comportamiento del modelo.
- Obtener gráficos de esfuerzo codificados por color.

CAPÍTULO 4

DESARROLLO CONCEPTUAL DEL MODELO

4.1 Introducción

En este capítulo se muestra la *metodología* de trabajo descrita en la Figura 4.1, la cual comienza con un **estudio comparativo** de los modelos existentes similares a la cargadora frontal seleccionada para este estudio, seguido de una **selección de materiales**, la cual representa un punto crucial en este proyecto, ya que se podría tener el control de más del 50% del costo total del producto. Posteriormente en la etapa de **diseño** se diseñan y ensamblan los componentes de perfilería estructural y los componentes de fundición, para después evaluar su desempeño a través de **un análisis de elemento finito** y en base a los esfuerzos obtenidos, realizar un cálculo de vida a la **fatiga**, el cual representa la durabilidad del producto.

Las plataformas comerciales utilizadas para cada una de las etapas se describen a continuación:

- Selección de materiales: CES Edupack.
- Diseño y preparación de geometría: Design Modeler y Space Claim.
- Análisis de elemento finito: ANSYS Mechanical.
- Calculo de vida a fatiga: nCode DesignLife.

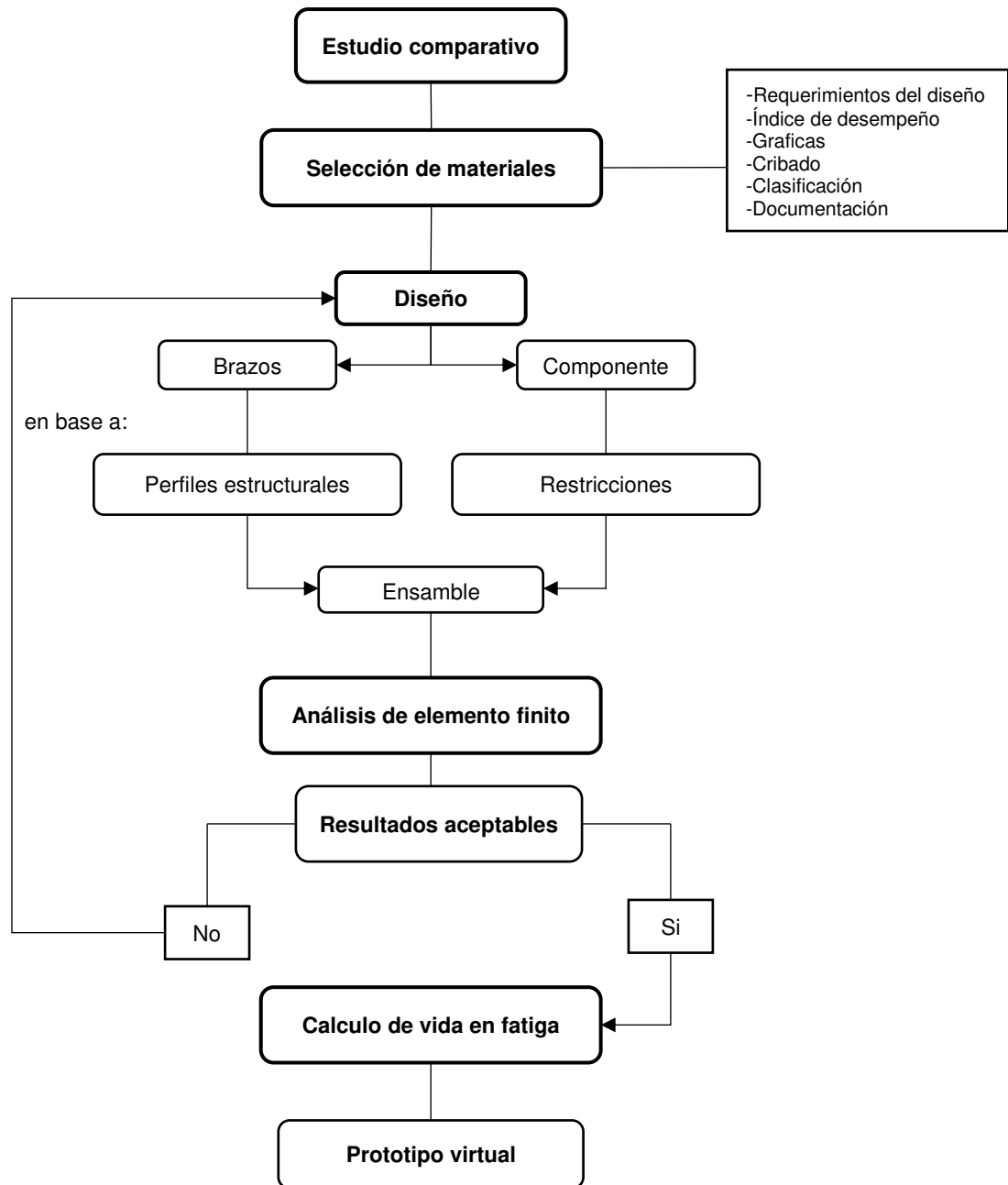


Figura 4.1. Metodología de investigación, utilizada durante este proyecto de investigación.

4.2 Estudio comparativo

En la creación de un diseño es de gran importancia realizar un estudio comparativo, el cual permita recopilar información de los competidores más fuertes del mercado, respecto a sus productos existentes y competitivos, los cuales son similares al que se desarrollará en este estudio, así dando lugar a nuevas ideas y conceptos [48-52].

Como paso inicial antes de rediseñar la cargadora frontal, se realizó dicha recopilación de los diferentes modelos existentes en el mercado, de las marcas líderes. Los modelos fueron seleccionados de acuerdo a la capacidad de carga de la cargadora frontal y la potencia del tractor del modelo original.

En la Tabla 4.1 se muestran los resultados del estudio del mercado de seis modelos de cargadora frontal con sus especificaciones operacionales. En la Figura 4.2 se puede apreciar los diseños de estos seis modelos.

Tabla 4.1. Especificaciones operacionales de cargadoras frontales [53-58].

Cargadora frontal	Tractor	Potencia (Hp)	Capacidad de carga			
			Altura máxima		1.5 m de altura	
			Punto pivote	500 mm delante del punto pivote	Punto pivote	500 mm delante del punto pivote
a) John Deere (120 R)	1023R, 1025R, 1026R	25.2	324 kg	236 kg	337 kg	263 kg
b) Massey Ferguson (DL95)	GC series 1700	18.7-19.6	395 kg			
c) Case IH (L340 A)	30 A	32.2		404 kg		
d) Quicke (100C)	N.E	20-25			340 kg	
e) Challenge (1821)	N. E	21-28	323 kg	230 kg		244 kg
f) New Holland (235 TL)	Boomer 24	24.4			470 kg	

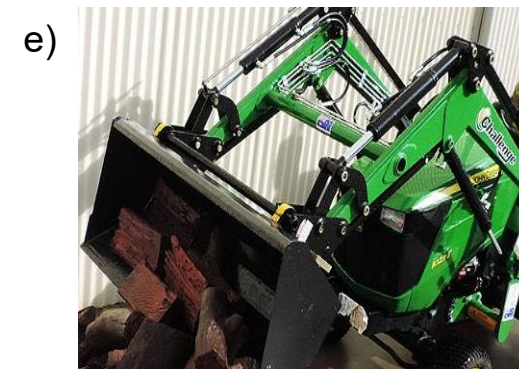


Figura 4.2. Modelos de cargadoras frontales. a) John Deere 120 R [53]. b) Massey Ferguson DL95 [54]. c) Case IH L340 A [55]. d) Quicke 100C [56]. e) Challenge 1821 [57]. f) New Holland 235 TL [58].

4.3 Selección de materiales

Para la selección de materiales se necesita identificar los requerimientos de diseño de los brazos y componentes unión, y así obtener el índice del material, y posteriormente realizar las gráficas y cribado de materiales en el paquete CES Edupack.

CES Edupack es un software de selección asistida por computadora; esta herramienta para la selección de materiales es lo suficientemente flexible para construir índices de desempeño y restricciones en diferentes combinaciones, tiene una interface gráfica y una muy completa base de datos de materiales.

4.3.1 Requerimientos del diseño

En la Tabla 4.2 se describen los requerimientos de los brazos, es decir, su función, restricciones, objetivo y límites; mientras que los requerimientos de los componentes unión son descritos en la Tabla 4.3.

Tabla 4.2. Requerimientos de diseño para los ***brazos***.

Función	Soportar fuerzas de tensión-compresión.
Restricciones	Rígido: no presentar mucha deformación bajo las cargas de diseño. Resistencia: no fallar bajo las cargas de diseño.
Objetivo	Minimizar costo.
Límites	Módulo de Young: ≥ 200 GPa. Resistencia a la cedencia: ≥ 250 MPa. Contenido de carbono: .15 C% - .29 C%.

Tabla 4.3. Requerimientos de diseño *componentes unión*

Función	Soportar fuerzas de tensión-compresión
Restricciones	Rígido: no presentar mucha deformación bajo las cargas de diseño. Resistencia: no fallar bajo las cargas de diseño.
Objetivo	Minimizar costo
Limites	Fundición: aceptable. Módulo de Young: ≥ 180 GPa. Resistencia a la cedencia: ≥ 400 MPa. Elongación: $\geq 7\%$. Alta: resistencia, ductilidad, tenacidad, soldabilidad.

4.3.2 Índice de rendimiento

En base a los requerimientos de los componentes se determinaron dos índices de material, uno de resistencia-costo y el otro de rigidez-costo.

a) Resistencia-costo

El *costo* del componente se define como:

$$C = mC_m = AL\rho C_m \quad \text{Ec. 4.1}$$

Donde:

A = área

L = Longitud

ρ = densidad

C_m = costo por kg

La sección del área debe ser suficiente para soportar la carga de tensión, requiriendo que:

$$\frac{F}{A} \leq \frac{\sigma_f}{S_f} \quad \text{Ec. 4.2}$$

donde σ_f es el *esfuerzo de cedencia* y S_f el factor de seguridad, al despejar la ecuación 4.2 para el área A , se obtiene:

$$A = \frac{FS_f}{\sigma_f} \quad \text{Ec. 4.3}$$

sustituyendo la ecuación 4.3 en la 4.1 se obtiene:

$$C = (FS_f)(L) \left(\frac{C_m \rho}{\sigma_f} \right) \quad \text{Ec. 4.4}$$

posteriormente se identifica el *índice del material*

$$M = \left(\frac{\sigma_f}{C_m \rho} \right) \quad \text{Ec. 4.5}$$

b) Rigidez-costo

El *costo* del componente se define como:

$$C = mC_m = AL\rho C_m \quad \text{Ec. 4.6}$$

Donde:

A = área

L = Longitud

ρ = densidad

C_m = costo por kg

Y se determina que:

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E} = \frac{F}{AE} \quad \text{Ec. 4.7}$$

ε = deformación unitaria

σ = esfuerzo

E = módulo de Young

al igual la ecuación de la deformación unitaria se define como:

$$\varepsilon = \frac{L - \hat{L}}{L} = \frac{\Delta L}{L} \quad \text{Ec. 4.8}$$

igualando las ecuaciones 4.7 y 4.8 y despejando para el área resulta:

$$A = \frac{FL}{\Delta LE} \quad \text{Ec. 4.9}$$

sustituyendo el área en la ecuación 4.6 se obtiene:

$$C = \left(\frac{F}{\Delta L} \right) (L^2) \left(\frac{C_m \rho}{E} \right) \quad \text{Ec. 4.10}$$

Posteriormente se identifica el *índice del material*:

$$M = \left(\frac{E}{C_m \rho} \right) \quad \text{Ec. 4.11}$$

4.3.3 Materiales propuestos

De forma general en las Figuras 4.3 y 4.4 se muestra el universo de materiales a través de graficas de Ashby en función del índice del material, rigidez-costo y resistencia-costo, respectivamente. Se puede observar que las familias de los materiales se somborean de diferentes colores, estando en color rojo el área de selección para metales y aleaciones.

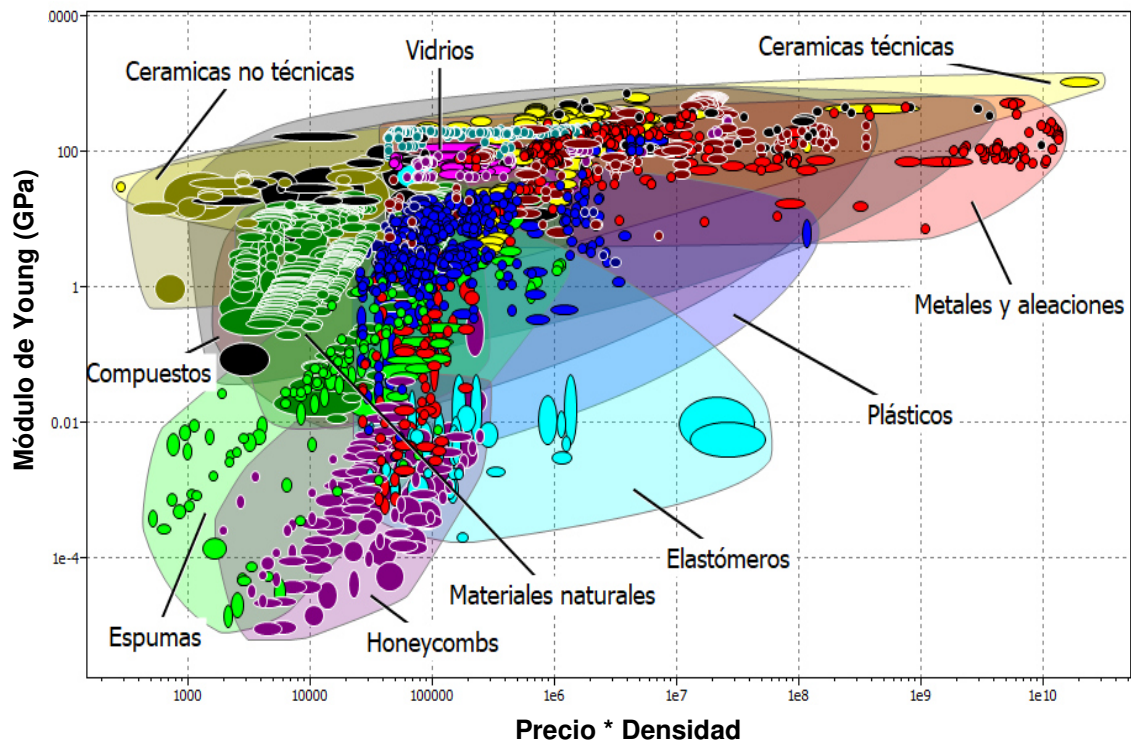


Figura 4.3. Universo de materiales, rigidez vs costo.

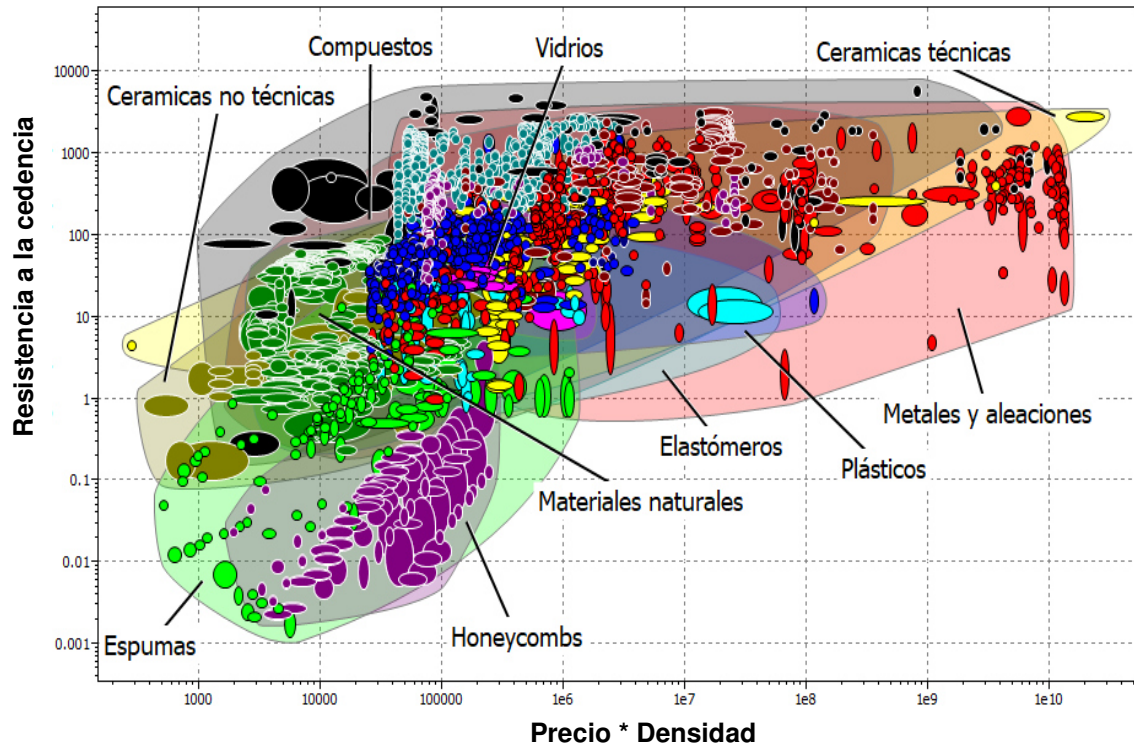


Figura 4.4. Universo de materiales, resistencia vs costo.

a) Resultados de la selección de materiales en los **brazos**

Las Figuras 4.5 y 4.6 muestran las gráficas de Ashby, de resistencia a la cedencia vs precio*densidad, y módulo de Young vs precio*densidad, respectivamente, con los resultados de los materiales obtenidos después de aplicar el índice del material y los límites.

Los resultados de ambas graficas son: aceros de baja aleación alta resistencia y aceros al carbono de bajo carbón para vaciado con tratamiento térmico.

Los aceros de baja aleación y alta resistencia tienen la desventaja de costar alrededor de un 50% más que los aceros tradicionales, estos aceros pertenecen a la familia de los aceros estructurales.

Los aceros al carbono de bajo carbono son para fundición, lo cual incrementaría el costo al fabricar los componentes, ya que ciertamente es más barato comprarlo que hacerlo, sumado al tratamiento térmico que se le aplica, además de que las aplicaciones de este tipo de acero no son estructurales. Este acero se clasifica como no aleado, es decir que ningún elemento adicional al carbono se considera significativo.

La selección del material fue un acero dulce (mild steel) el cual coincide ser un acero de uso estructural y de los sencillos (no aleado). Estos aceros son de muy bajo costo y se encuentran disponibles en medidas estándares para aplicaciones mecánicas-estructurales, y la utilización de tamaños estándar es el principio fundamental de la reducción de costo [21].

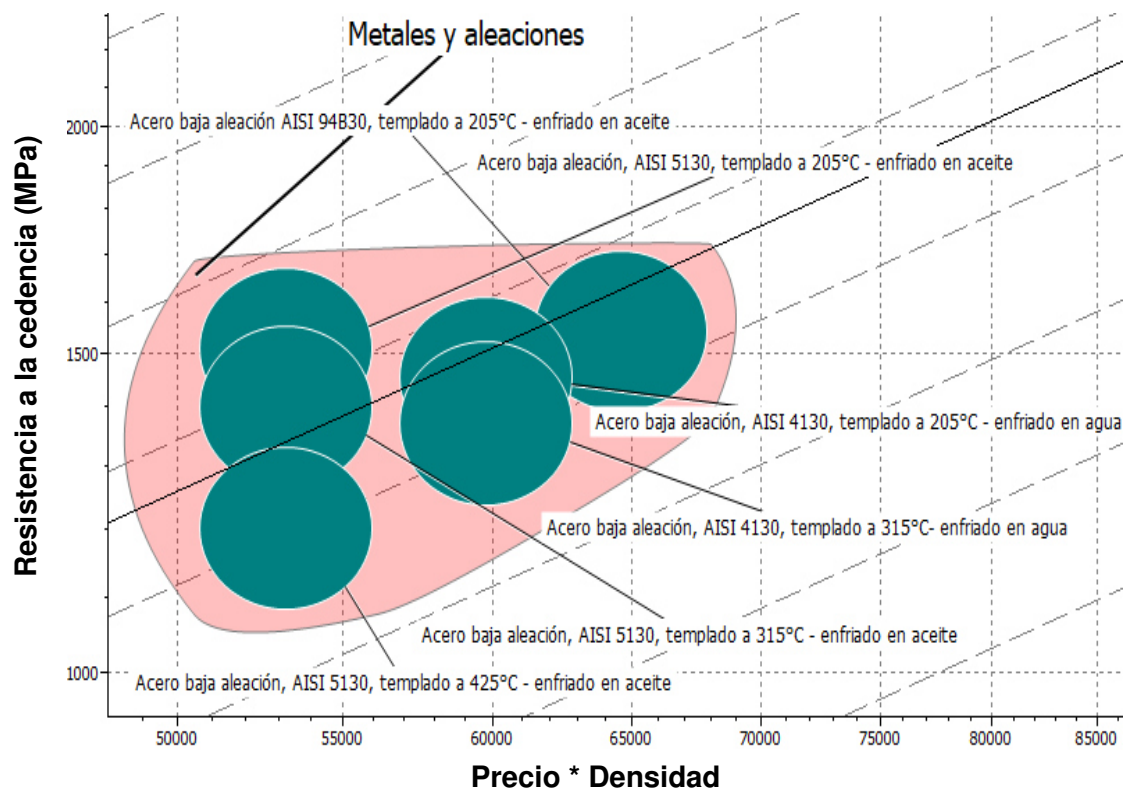


Figura 4.5. Resultados de la selección de materiales en los brazos, resistencia vs costo.

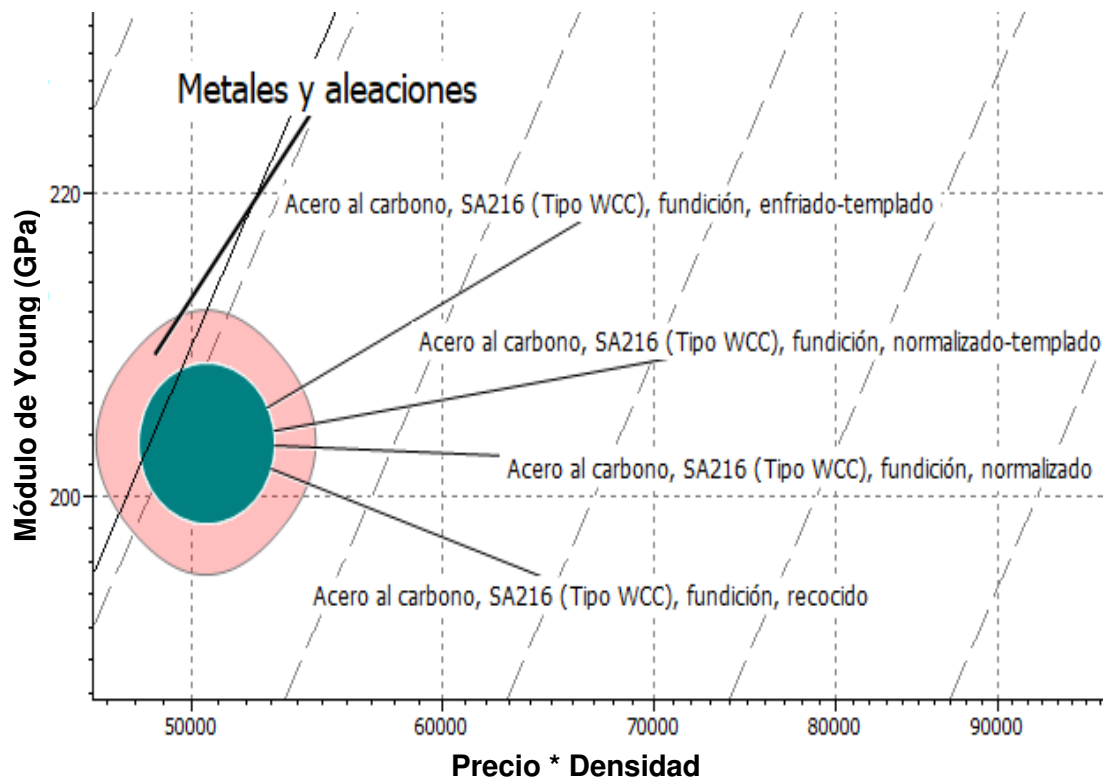


Figura 4.6. Resultados de la selección de materiales en los brazos, rigidez vs costo.

b) Resultados de la selección de materiales en los **componentes unión**.

La Figuras 4.7 y 4.8 muestran las gráficas de Ashby entre la resistencia a la cedencia-precio densidad y entre la rigidez-precio densidad, respectivamente, con los resultados obtenidos después de aplicar el índice del material y límites.

Las aleaciones resultantes es una fundición de hierro perlítico maleable y fundición de hierro nodular. El punto clave para seleccionar la fundición de hierro dúctil, es que es el grado más soldable de las fundiciones de hierro [59].

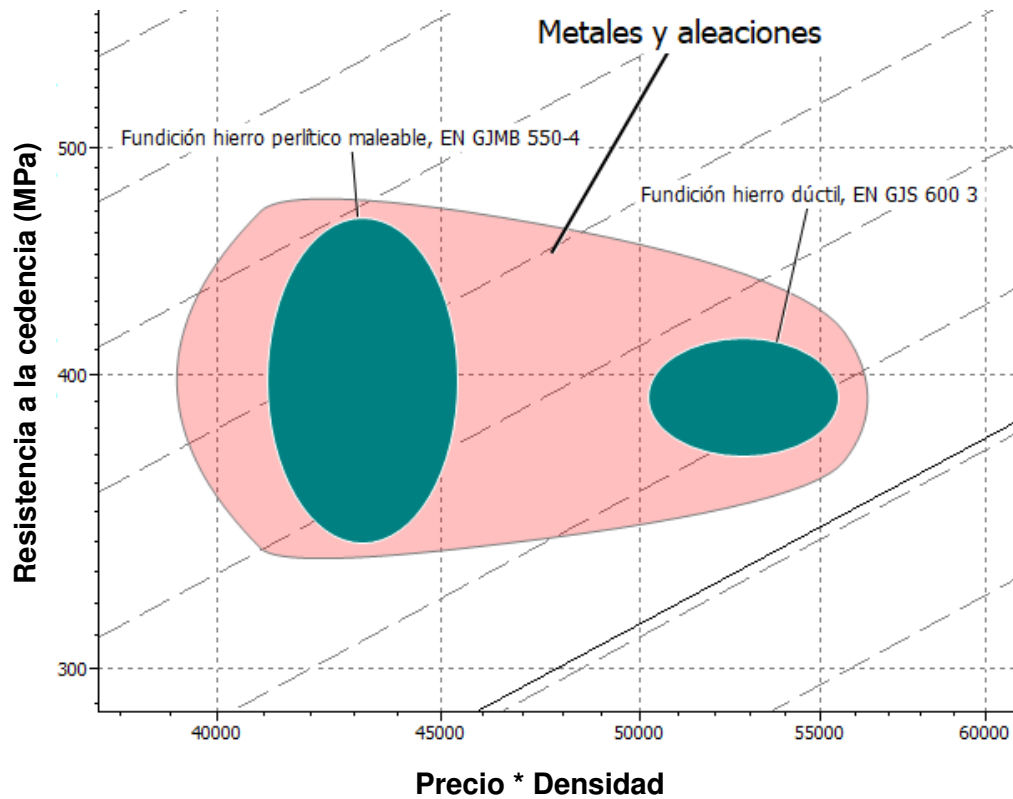


Figura 4.7. Resultados de la selección de maeriales en los componentes union, resistencia vs costo.

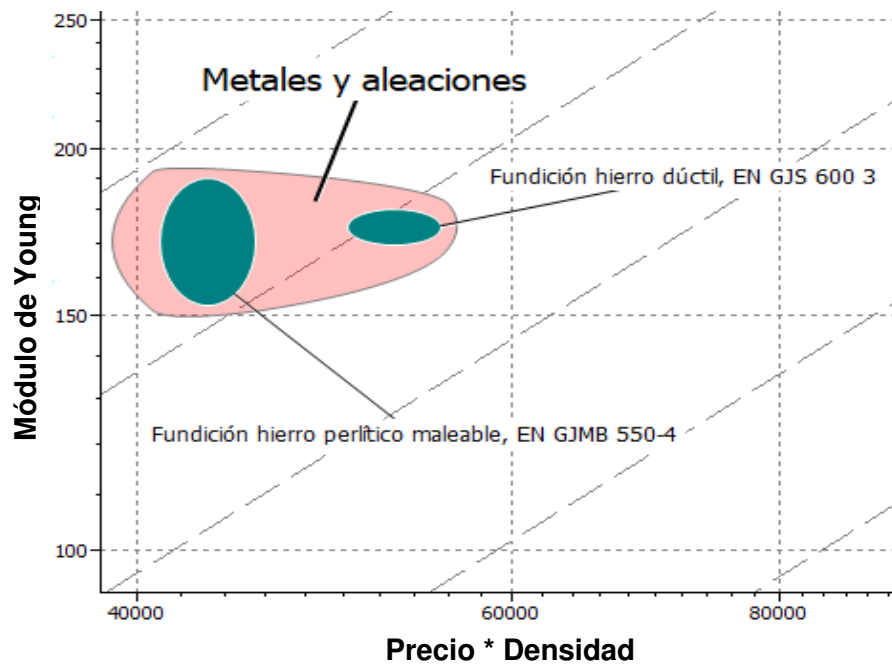


Figura 4.8. Resultados de la selección de maeriales en los componentes union, rigidez vs costo.

4.3.4 Literatura de acero y fundiciones de hierro nodular

a) Aceros

A través de los años, el acero ha permanecido como el material fundamental utilizado en la industria automotriz, esto debido a su bajo costo, alto módulo de elasticidad, larga vida, variabilidad en niveles de resistencia, haciendo frente a las crecientes necesidades estrictas de la ingeniería. El uso del acero en la industria automotriz tiene otras ventajas como: estabilidad de suministro, facilidad de formación, resistencia a la corrosión con recubrimientos de zinc, fácil unión, es reciclable y tiene una buena absorción de energía al impacto. El acero tiene aplicaciones en la carrocería, máquina, chasis, rines, además de un gran número de partes y componentes de un vehículo.

Mediante el desarrollo de una nueva formulación de la química del acero, se han producido los llamados acero de alta resistencia, los cuales tienen como finalidad reducir peso, incrementar la eficiencia del combustible y de manera simultánea mejorar resistencia, rigidez y otras características estructurales de desempeño. Estos aceros presentan una desventaja al costar alrededor de un 50% más que los aceros tradicionales de medio carbono.

En la Figura 4.9 se puede observar una comparación de algunos materiales respecto al acero, con sus parámetros clave, tales como: rigidez, densidad y costo [3, 60-62].

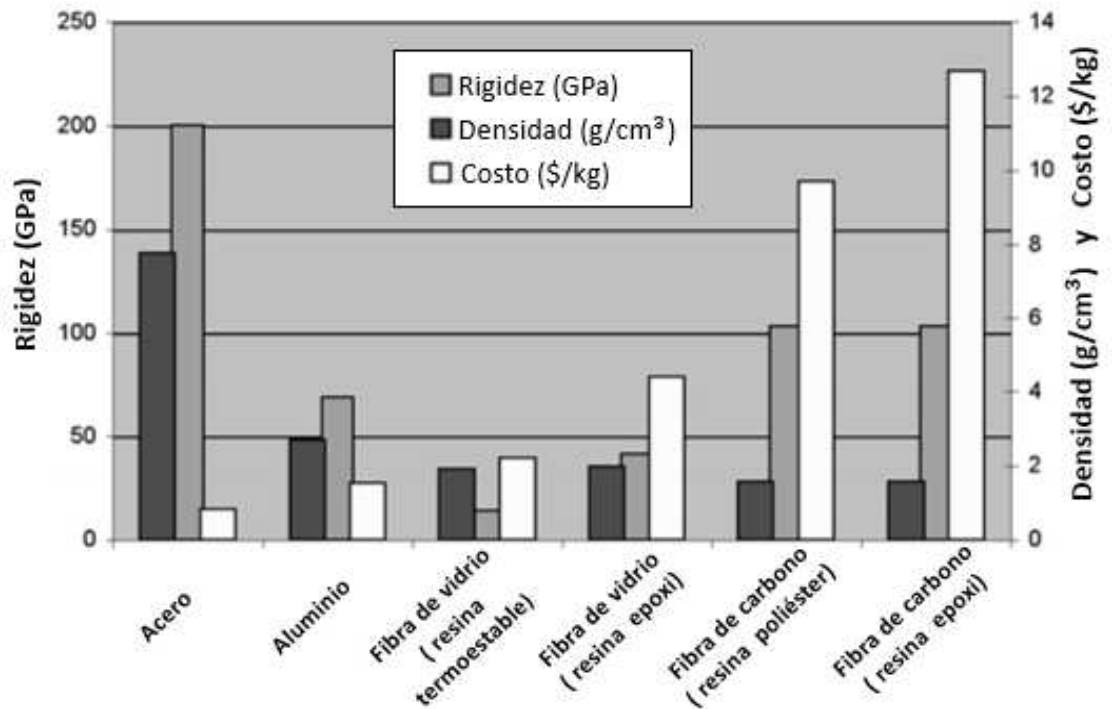


Figura 4.9. Propiedades de materiales y costos [61].

El alto costo de materiales alternativos, como aleaciones de aluminio y magnesio, hace que el acero sea la primera elección de material a implementar, y la más segura. En la Tabla 4.4 se puede apreciar el incremento del costo, al sustituir partes de acero por aluminio o magnesio en un vehículo [60,63].

Tabla 4.4. Aleaciones, reducción de peso vs costo [60].

	Acero	Aluminio	Magnesio	% Reducción de peso		% Aumento de costo
	(Kg)	(Kg)	(Kg)	parte	vehículo	parte
Monocasco	285	218	-	23.5	3.9 masa del vehículo 1700 Kg	250
Capó (ensamble)	14.8	8.3	-	44	.48 masa del vehículo 1350 Kg	300
Puerta (ensamble)	15.7	9.5	-	39	.40 masa del vehículo 1550 Kg	375
Soporte de panel de instrumentos	11.4	-	6.3	45	.33 masa del vehículo 1550 Kg	350

El costo de materiales compuestos utilizados en las carrocerías automotrices, es usualmente mucho más alto que aquellos metales convencionales, alrededor de 10 veces más en el caso de uso de fibras de carbono.

Por ejemplo, en la Figura 4.10 se muestra una comparación de los diseños de un monocasco en acero, fibra de vidrio y fibra de carbono, en la cual se puede observar, como el acero tiene los menores elementos de costo, como son: costo de material, mano de obra, equipo, herramienta y otros [60,64].

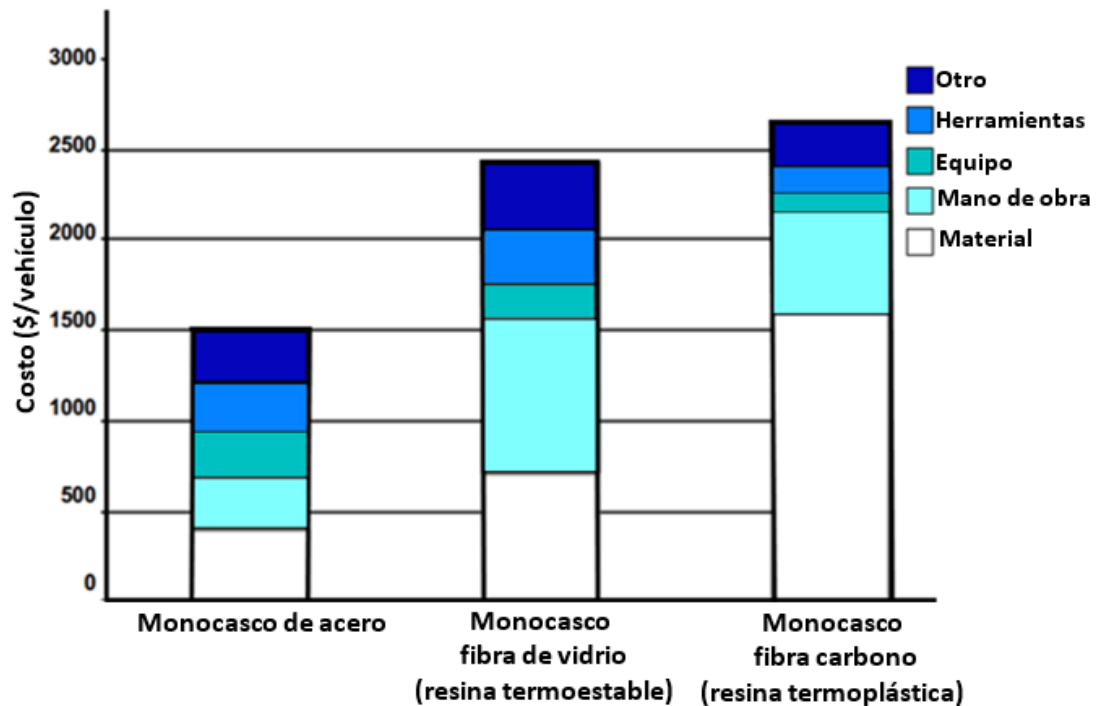


Figura 4.10. Comparativa de costos de los diferentes diseños de monocascos[60].

El acero constituye del 65-70% de la masa actual de un auto de pasajeros. Al implementar materiales ligeros en componentes automotrices, como: aleaciones de aluminio y magnesio, compuestos de fibra de vidrio y carbono, se incrementa el costo de material y manufactura respecto al acero. Tal como se muestra en la Figura 4.11, donde se comparan los costos de un componente estructural automotriz, el cual es encargado de dividir el maletero y el habitáculo de pasajeros [65].

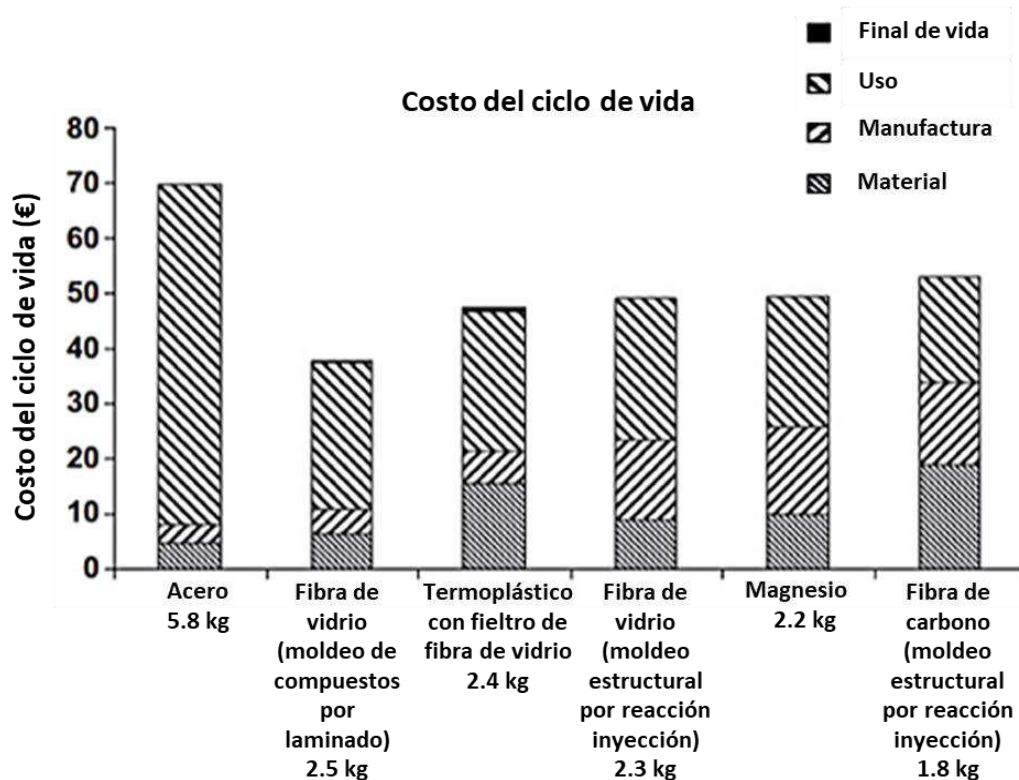


Figura 4.11. Costos de las diferentes fases del ciclo de vida de los materiales de un travesaño entre el maletero y el habitáculo de pasajeros [65].

b) Fundición de hierro dúctil

La fundición de hierro dúctil, también conocida como nodular o de grafito esferoidal, es aquella en la que el grafito está presente en esferas diminutas (Figura 4.12).

Sus buenas propiedades mecánicas como, alta resistencia, tenacidad, ductilidad y su excelente moldeabilidad, esto además de ser un material de bajo costo, le otorgan algunas ventajas respecto a otras aleaciones.

Uno de los principales materiales que ha sido reemplazado por el hierro dúctil, es el acero, en la forma de fundiciones, forjados y fabricaciones, esto relacionado a factores económicos y funcionales. Sus propiedades mecánicas se han ido

acercando de manera gradual a las del acero, de tal forma que actualmente los valores de la resistencia alcanzados por ciertos tipos de hierros dúctiles, sobrepasan ampliamente a muchos tipos de acero de bajo y medio carbono, y son inclusive comparables a los aceros de alta resistencia.

Los costos de producción del hierro dúctil son casi un 40% inferior al del acero fundido. Respecto a la conversión de una pieza soldada, en su equivalente de fundido, brinda ahorros globales en los costos del orden del 40%, siendo así una opción a considerar. Otras aleaciones como hierro gris, hierro maleable, fundiciones de aluminio y magnesio también han sido sustituidas por el hierro dúctil.

La industria automotriz y agrícola son los mayores consumidores de hierro dúctil, siendo utilizado en la fabricación de componentes mecánicos y aplicaciones estructurales, como en partes de máquinas [60, 66–69].

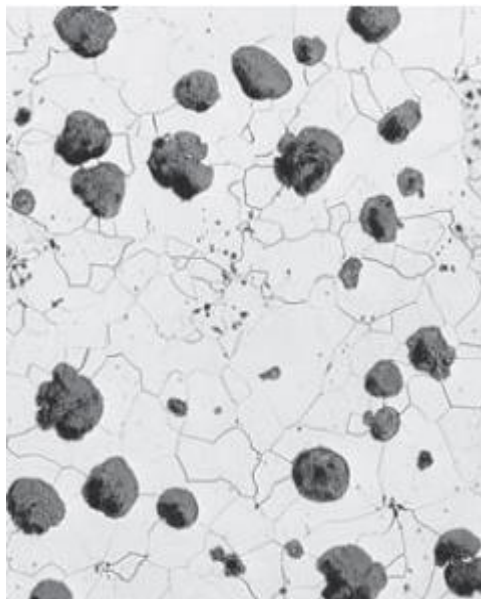


Figura 4.12. Hierro dúctil a una magnificación de 200 X [70].

4.4 Perfiles estructurales

Los fabricantes de acero suministran un gran conjunto de perfiles estructurales estandarizados, eficientes en el uso del material y fáciles de especificar e instalar en estructuras de construcción o de armazones de maquinaria Figura 4.13. Comprenden, los ángulos estándar (perfiles L), canales (perfiles C), vigas I, tubo estructural y tubería [71] .

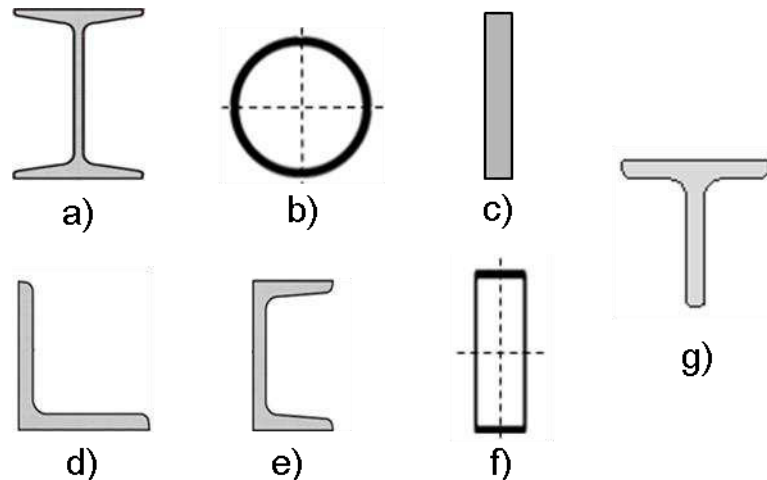


Figura 4.13. Perfiles estructurales de acero. a) Perfil viga I. b) Perfil tubular circular. c) Perfil rectangular. d) Perfil ángulo. e) Perfil canal. f) Perfil tubular rectangular. g) Perfil T.

Generalmente los miembros estructurales más convenientes son aquellos con grandes momentos de inercia en relación con sus áreas, ya que, al aumentar este valor, incrementa la rigidez del miembro estructural. La rigidez de una viga es una constante definida por el momento de la sección transversal, respecto al eje longitudinal de la viga.

Es necesario evitar, vigas, placas y barras de acero de tamaños pocos comunes, ya que serán difíciles de conseguir en periodos de mucha actividad constructiva y resultan costosos en cualquier época [72,73].

Los aceros estructurales se agrupan en varias clasificaciones principales: aceros al carbono, aceros de alta resistencia y baja aleación o aceros de alta resistencia (HSLA por sus siglas en inglés), y aceros HSLA resistentes a la corrosión. Los aceros al carbono tienen como principales elementos de refuerzo al C y Mn, contienen menos de 1.7% C, 1.65% Mn, 0.60% Si y 0.60% Cu.

Estos se subdividen en:

1. Acero de bajo contenido de carbono: < 0.15%.
2. Acero dulce: 0.15 a 0.29%. (Aceros estructurales al carbono, dentro esta categoría.)
3. Acero medio al carbono: 0.30 a 0.59%.
4. Acero con alto contenido de carbono: .60 a 1.7%.

Dentro de los aceros aleados se encuentran: los aceros HSLA, los cuales contienen cantidades moderadas de agentes de aleación como: Cr, Nb, Cu, Mn, Mo, Ni, V y Zr, el término “baja aleación” se usa generalmente para describir aceros en los que el total de elementos de aleación no excede el 8% de la composición total del acero; aceros de aleación, los cuales contienen más del 8% de agentes de aleación [72,74,75].

4.5 Rediseño de la cargadora frontal

En el modelo original de la cargadora frontal, se evaluaron siete diferentes casos de carga, en los cuales se aplican restricciones de desplazamiento y diferentes magnitudes de fuerza, en las mismas ubicaciones y direcciones. Estas condiciones fueron especificadas por la empresa John Deere y son consideradas confidenciales.

En la Figura 4.14 se muestran con flechas de colores estas condiciones. La flecha de color amarillo representa la fuerza de gravedad aplicada en modelo, las

flechas rojas representan la fuerza y desplazamiento aplicado en el cilindro y las flechas azules la fuerza y desplazamiento sobre el cucharón.

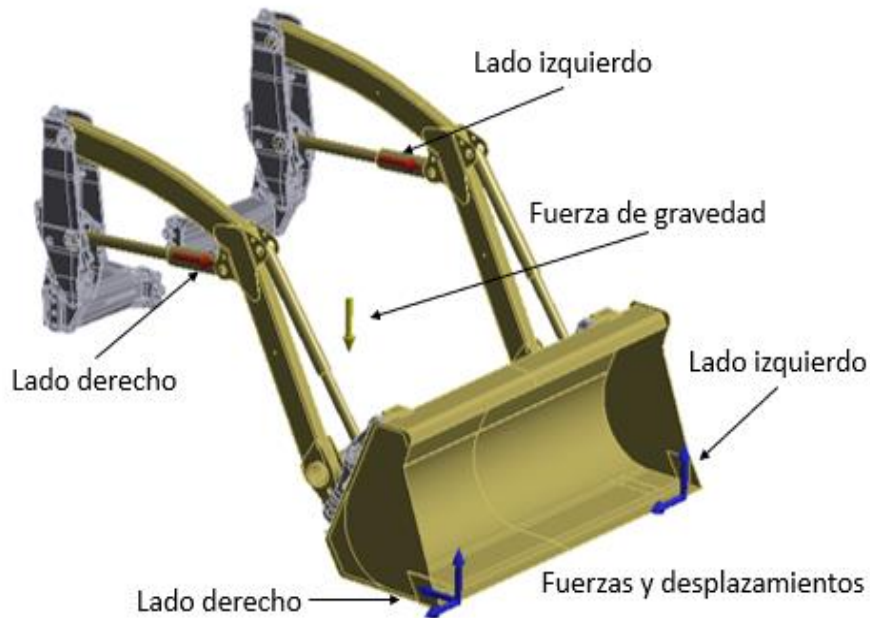


Figura 4.14. Condiciones fronteras.

Los elementos del modelo de la cargadora frontal están acoplados por contactos de tipo fijo y de revolución. Las restricciones de movimiento son usadas para representar el bloqueo de fluido incompresible contenido en los cilindros frontales

4.5.1 Características del modelo original

El peso de la cargadora frontal original es de 40.7 kg, los brazos del modelo original son de sección de perfil tubular rectangular (PTR), con un momento de inercia de $1,120,970 \text{ mm}^4$. El modelo de la cargadora frontal es de componentes tipo carcasa (shell), el material es un acero estructural y sus propiedades se muestran en la Tabla 4.5.

Tabla 4.5. Propiedades del acero estructural.

Propiedades del acero estructural	
Relación de Poisson	0.3
Módulo de Young (GPa)	200
Resistencia de cedencia (MPa)	250
Resistencia a la tensión (MPa)	460
Densidad (kg/m ³)	7850

Las características del mallado del modelo original, tipos de elementos, así como su cantidad y número de nodos en los brazos se presentan en la Tabla 4.6.

Tabla 4.6. Número de nodos y elementos en los brazos.

Modelo estructural	Número de elementos	Número de nodos	Tipo de elemento
Perfil tubular rectangular	48098	48416	Tri3-Quad4

Los esfuerzos de Von Mises y principal que se presentan en los brazos, en cada uno de los siete casos de carga, se muestran en la Tabla 4.7. El caso más severo de carga es el tres, el cual se muestra en la Figura 4.15.

Tabla 4.7. Resultados de esfuerzo en los brazos, del modelo original.

Brazos		
Caso de carga	Esfuerzo Von-Mises (MPa)	Esfuerzo máximo principal (MPa)
1	362	388
2	176	179
3	502	571
4	369	376
5	281	254
6	171	138
7	139	142



Figura 4.15. Esfuerzos Von-Mises en los brazos del caso de carga 3.

4.5.2 Selección de perfiles estructurales para los brazos

El resultado de la selección de materiales de los brazos, equivale a la perfilería estructural de acero. Se procedió al diseño de los brazos en base a medidas estándares, ya que como se mencionó anteriormente esto mantendría bajos los costos finales.

Para la selección del tipo de perfil a implementarse en los modelos propuestos de cargadora frontal, se tomaron en cuenta ciertos parámetros como: la *simetría* de la sección transversal; ya que al no presentarla perjudicará en el aumento de esfuerzo en el perfil de acero, su *momento de inercia* en la sección transversal; el cual tiene relación directa con la rigidez, así como *restricciones geométricas* del modelo original a las cuales se tiene que adaptar la perfilería propuesta.

Se realizó una comparación de los parámetros antes mencionados respecto al modelo original, el cual es un perfil tubular rectangular (PTR) con un momento de inercia de 1120970 mm^4 .

El perfil “T” al igual que el perfil “ángulo” tienen momentos de inercia muy inferiores de 52800 mm^4 y 63139 mm^4 respectivamente. Además el perfil ángulo respecto a su eje no es simétrico, no cumple con las restricciones geométricas, lo cual imposibilita el diseño de los elementos unión. Al presentar estas características los perfiles no son viables para implementar en el diseño de una cargadora frontal.

El perfil “canal” presenta asimetría respecto a su eje y tiene un momento de inercia de $687,000 \text{ mm}^4$, además de no cumplir con las restricciones geométricas, lo cual imposibilita el diseño de sus componentes siendo así descartado.

El perfil “circular” tiene un momento de inercia bajo 36506 mm^4 , pero la sección transversal es simétrica, no existe conflicto con las restricciones geométricas, sumado a que se pueden implementar doble perfil en los brazos, le habilita la posibilidad de implementar.

Los perfiles “rectangulares” poseen buen momento de inercia de 729643 mm^4 y 586747 mm^4 , la sección transversal es simétrica por lo que no existe conflicto con las restricciones geométricas y lo hace apto para su implementación.

El perfil “I” posee el mayor momento de inercia de toda la perfilería estructural evaluada de 765543 mm^4 , es simétrica su sección transversal, no existe conflicto con las restricciones geométricas, lo cual lo hace uno de los perfiles con mayor potencial para implementar en un modelo de cargadora frontal.

En la Figura 4.16 se puede apreciar la magnitud del momento de inercia de cada sección transversal.

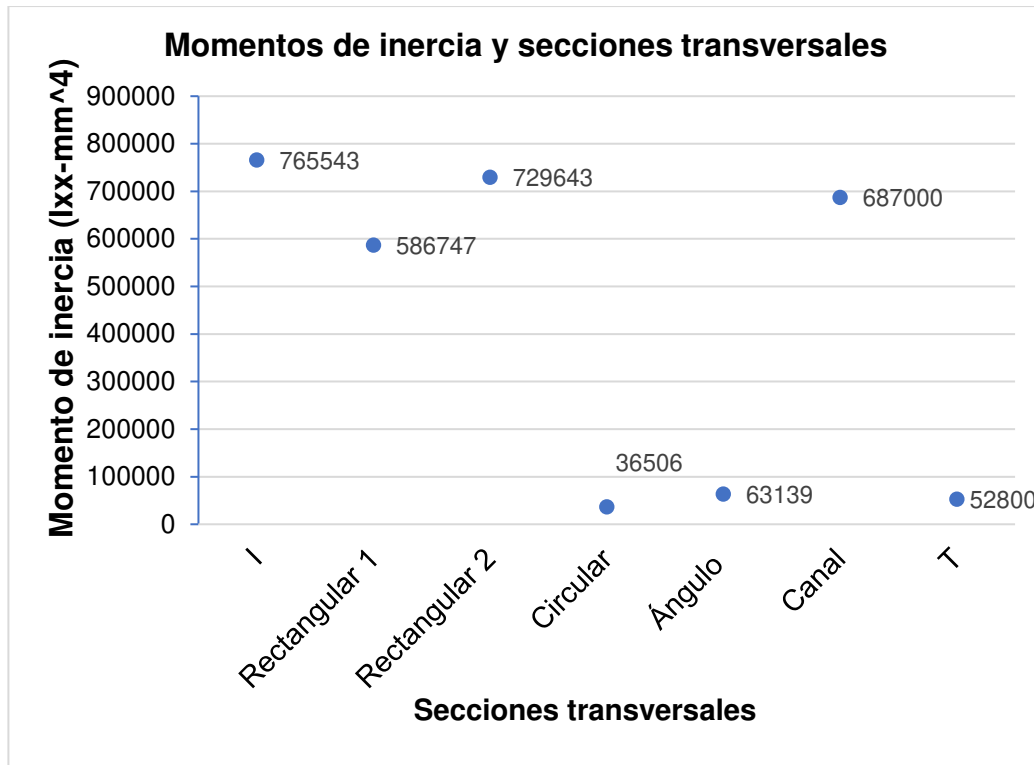


Figura 4.16. Momento de inercia de las secciones transversales de los perfiles estructurales.

4.5.3 Análisis estructural de modelos conceptuales

Una vez seleccionada la perfilera estructural de acero, se procedió al diseño de los brazos y componentes unión de la cargadora frontal. Se realizó un análisis estático estructural elástico, debido al gran número de iteraciones realizadas de los modelos, el cual ofrece buena precisión de la respuesta mecánica de la estructura. El peso del modelo de estudio es de 40.7 kg, el cual debe ser menor o igual en los modelos propuestos.

Se utilizó un acero estructural en los brazos de los modelos propuestos, con las siguientes propiedades: relación de Poisson de 0.3, módulo elástico de 200 GPa, resistencia a la cedencia de 250MPa, y un último esfuerzo de tensión de 460 MPa.

Los tipos de elementos, así como su cantidad y número de nodos en el mallado de los brazos de los modelos propuestos se describen en la Tabla 4.8,

Tabla 4.8. Numero de elemento y nodos en los modelos estructurales.

Modelos estructurales	Número de elementos	Número de nodos	Tipo de elemento
Primer modelo	14503	15255	Tri3-Quad4
Segundo modelo	57992	286018	Hex20-Wed15
Perfil rectangular "3D ranurado"	419093	632066	Tet10
Perfil circular	68525	402649	Hex20-Wed15

El *primer modelo* es de sección rectangular de elementos carcaza (shell), con un momento de inercia de 586747 mm^4 y un esfuerzo máximo de 668 MPa en la escala de Von-Mises (Figura 4.17). Este modelo fue evaluado también con el momento de inercia de $729,643 \text{ mm}^4$, sin embargo, es descartado por no cumplir con la restricción de peso del modelo original.

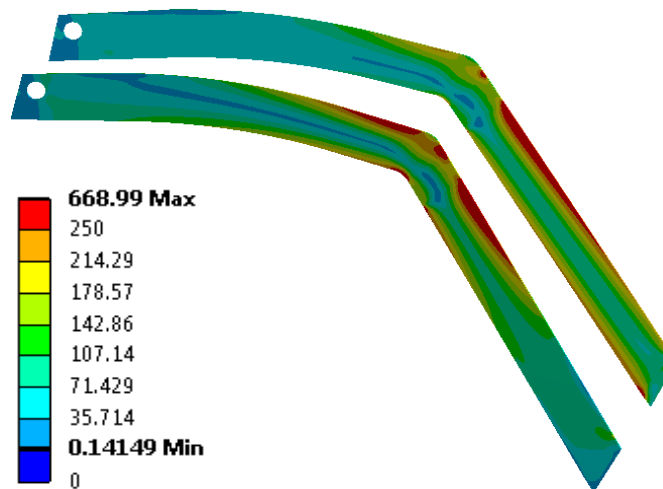


Figura 4.17. Esfuerzos en los brazos primer modelo, caso de carga tres.

El *segundo modelo* es de sección rectangular de elementos tridimensionales, con un momento de inercia de $586,747 \text{ mm}^4$ y un esfuerzo máximo de 713 MPa en la escala de Von-Mises, tal como se muestra en la Figura 4.18. Este modelo se diseñó para una mayor precisión de resultados de esfuerzos, es decir, de

elementos shell, a elementos tridimensionales, los cuales captan mejor el fenómeno estructural.

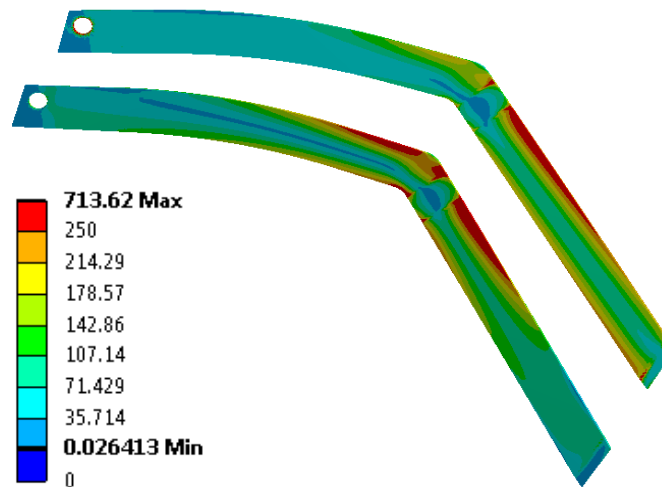


Figura 4.18. Esfuerzos en los brazos segundo modelo, caso de carga tres.

El *tercer modelo* es de sección rectangular de elementos tridimensionales, la geometría de los brazos presenta ranuras, para respetar la restricción de peso del modelo original, posee un momento de inercia de $729,643 \text{ mm}^4$ y el máximo esfuerzo resultante fue de 637 MPa en la escala de Von-Mises (Figura 4.19).

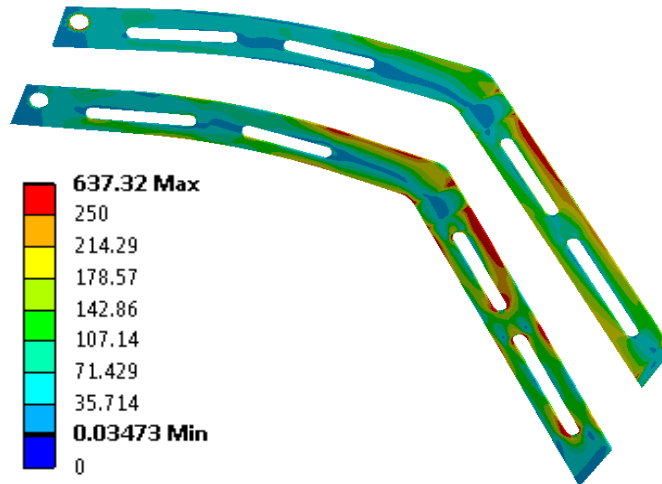


Figura 4.19. Esfuerzos en los brazos tercer modelo, caso de carga tres.

El cuarto modelo fue basado en la sección circular de elementos tridimensionales, con geometría de doble perfil de acero en los brazos, tiene un

momento de inercia de $36,506 \text{ mm}^4$ y un esfuerzo máximo resultante de $1,494 \text{ MPa}$, tal como se muestra Figura 4.20.

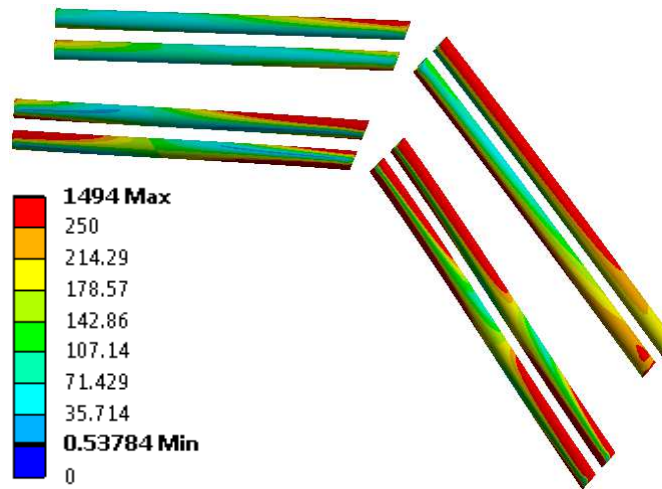


Figura 4.20. Esfuerzos en los brazos cuarto modelo, caso de carga tres.

Los resultados de los esfuerzos en los brazos de los modelos propuestos, en los 7 casos de carga son mostrados en la Figura 4.21, en la teoría de falla de Von-Mises. Los modelos propuestos de cargadora frontal anteriormente descritos se caracterizaron por presentan esfuerzos muy elevados, sobrepasando el último esfuerzo a tensión del material.

La siguiente propuesta de diseño fue utilizando el perfil de viga en “I”. Este modelo será descrito a detalle en el Capítulo 5, ya que presentó una mejor respuesta mecánica general, debido a su sección transversal simétrica, además de tener el mayor momento de inercia de $765,543 \text{ mm}^4$, tal como se describe en la perfilería en la sección 4.5.2.

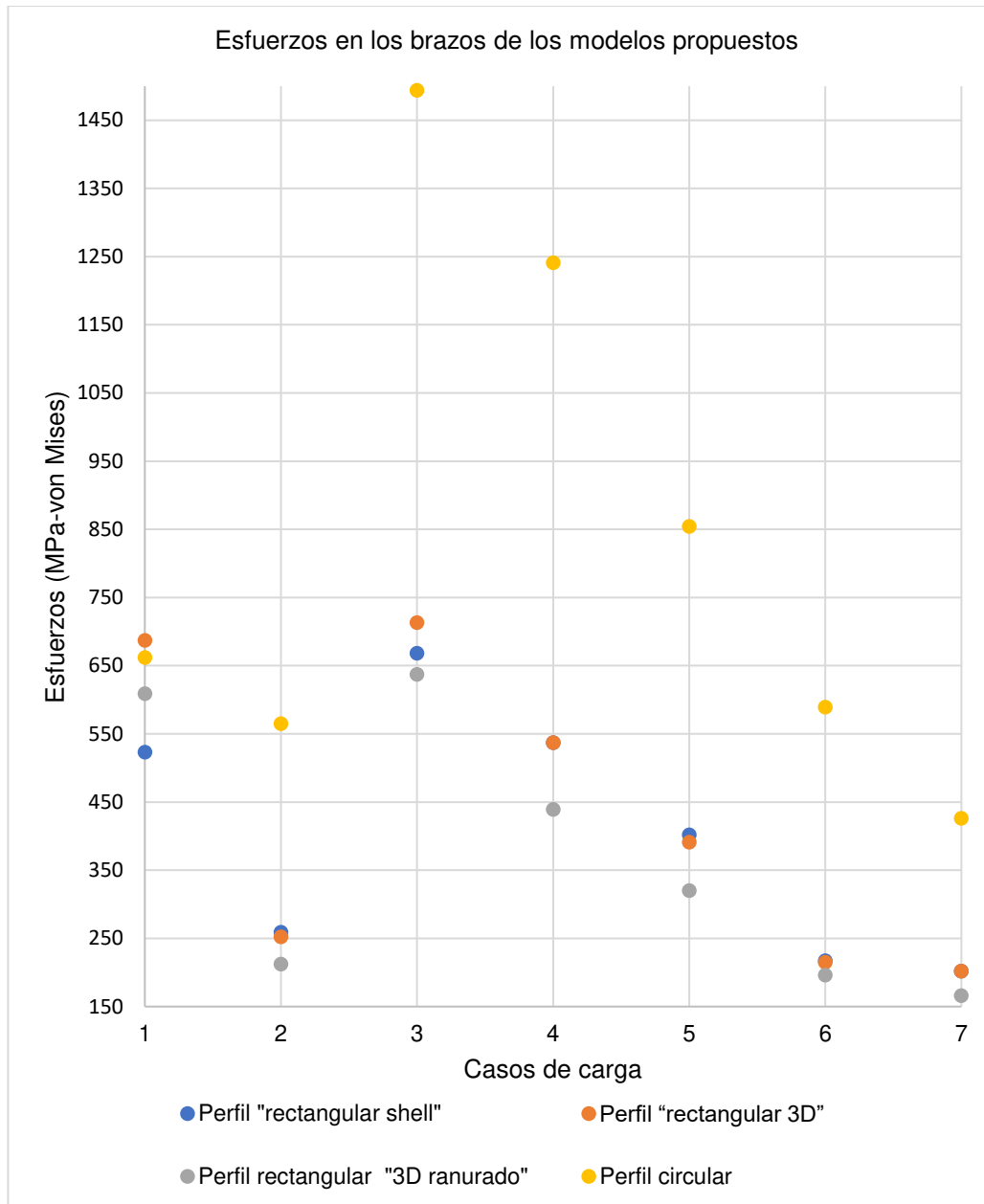


Figura 4.21. Esfuerzos presentados en los casos de carga en los diferentes modelos de cargadoras frontales.

CAPÍTULO 5

DISEÑO DE CARGADORA FRONTAL CON PERFIL DE VIGA EN I

5.1 Introducción

En esta sección se presenta el desarrollo del proceso de diseño mecánico del modelo final de la cargadora frontal de viga en I, el cual fue dividido en dos partes para facilitar la descripción de los resultados obtenidos.

En la **primera parte**, se detalla la forma de diseñar los componentes, los materiales utilizados, la discretización y resultados de 4 modelos preliminares de diseño de cargadora frontal de viga en I, los cuales fueron los más relevantes de un gran número de iteraciones realizadas antes de la obtención del modelo final.

La **segunda parte**, muestra el modelo final de la cargadora frontal de viga en I. La forma de diseñar es establecida en la primera parte, al igual que los materiales. La discretización y resultados de esfuerzos se muestran de una manera más detallada. Además, se presenta la vida a la fatiga de los componentes que representa la durabilidad del producto.

Los modelos de cargadora frontal obtenidos durante esta parte de la investigación están compuestos por los brazos y los elementos unión: rodilla 1, rodilla 2, fish plate y un bloque.

5.2 Modelos propuestos de cargadora frontal de viga en I

5.2.1 Especificaciones de diseño de los componentes

A continuación se describen las especificaciones del diseño de los componentes de la cargadora frontal, cuyo diseño se basa en el perfil de viga en I.

- a) Los **brazos** fueron diseñados en base al perfil estándar viga IPN 80. Las dimensiones de este perfil se muestran en la Figura 5.1.

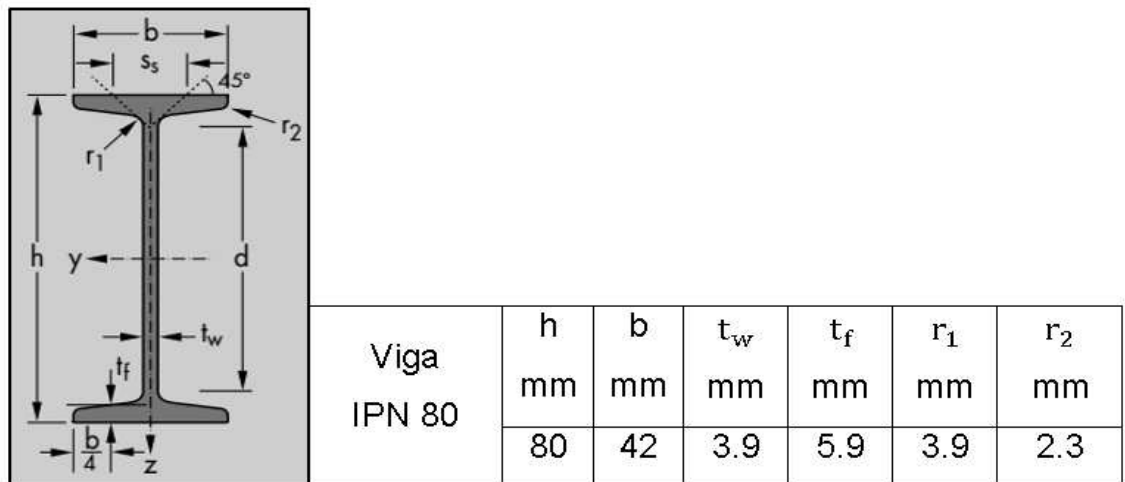


Figura 5.1. Dimensiones perfil viga IPN 80 [76].

- b) Los **elementos unión** fueron diseñados bajo restricciones geométricas, es decir, se toman en cuenta localizaciones en el espacio de puntos críticos y distancias, los cuales tienen que permanecer en el nuevo rediseño. Como ejemplo de ello, la localización de los cilindros hidráulicos, distancias que evitan colisiones entre componentes, puntos de conexión entre componentes, además de factores que están relacionados con la visibilidad al operar el tractor.

5.2.2 Materiales

El material utilizado en los **brazos** es un acero estructural **BS4360-40B**, cuyas propiedades se muestran en la Tabla 5.1. En la Figura 5.2 se observa la curva verdadera de esfuerzo-deformación, del acero *S235JRG2*, material equivalente al acero propuesto. Con la información de esta curva se realizó el modelo elasto-plástico del material.

Tabla 5.1. Propiedades del acero estructural [77].

Propiedades Acero estructural (BS4360-40B)	
Relación de Poisson	0.3
Módulo de Young (GPa)	200
Resistencia de cedencia (MPa)	277
Resistencia a la tensión (MPa)	462
Densidad (kg/m ³)	7850

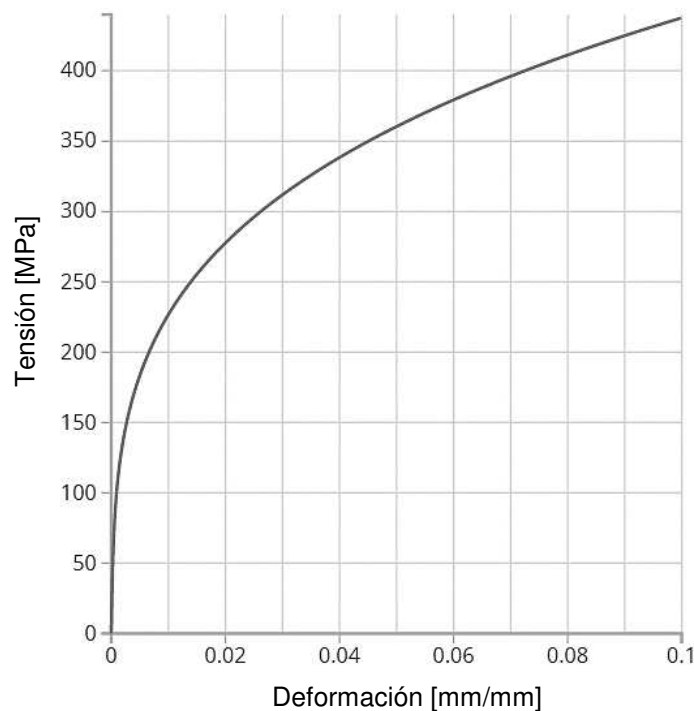


Figura 5.2. Curva esfuerzo-deformación real acero estructural [78].

El material utilizado en los **componentes unión** es un hierro nodular BS2789-600/3 cuyas propiedades se muestran en la Tabla 5.2. La curva verdadera de esfuerzo-deformación del hierro nodular ASTM A536 80-55-06 se observa en la Figura 5.3, el cual es un material equivalente al hierro nodular propuesto. Con la información de esta curva se realizó el modelo elasto-plástico del material.

Tabla 5.2. Propiedades del hierro nodular [77].

Propiedades	
Hierro nodular (BS2789-600/3)	
Relación de Poisson	0.3
Módulo de Young (GPa)	200
Resistencia de cedencia (MPa)	277
Resistencia a la tensión (MPa)	462
Densidad (kg/m³)	7850

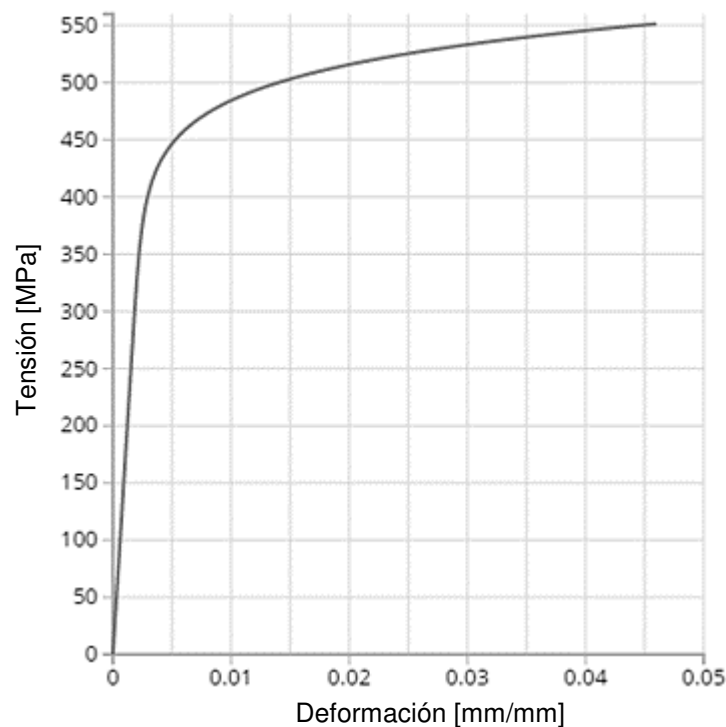


Figura 5.3. Curva esfuerzo-deformación real hierro nodular [78].

5.2.3 Discretización

Las características del mallado de los brazos, tipos de elementos, así como su cantidad y número de nodos en los modelos preliminares de cargadora frontal de viga en I se especifican en la Tabla 5.3.

Tabla 5.3. Elementos y nodos de modelos preliminares.

Modelo preliminar	Número de elementos	Número de nodos	Tipo de elemento
1	155597	285434	Tet 10
2	305299	525042	Tet 10
3	313047	537640	Tet 10
4	308669	531339	Tet 10

5.2.4 Observaciones y resultados de los modelos preliminares de cargadora frontal de viga en I

En las primeras iteraciones de la implementación del modelo de viga en I se observó:

- Disminución de la magnitud de esfuerzos en los brazos en comparación con los modelos propuestos en la sección 4.5.3
- Reducción de áreas que sobrepasan el esfuerzo de cedencia respecto a los modelos propuestos de la sección 4.5.3.
- El componente rodilla es crítico en la transmisión de esfuerzos a los brazos.
- El componente rodilla es el más apto a ser modificado debido a que tiene mayor libertad para su rediseño, esto relacionado a restricciones geométricas del modelo de estudio (dimensiones, distancias, puntos de conexión).

Descrito lo anterior se optó por elegir la *rodilla* como componente potencial para la disminución de esfuerzos en los brazos, los cuales fueron los componentes con mayor grado de daño.

Se realizó un gran número de iteraciones de rodilla antes de obtener el modelo final. Se diseñaron diferentes tipos, comenzando con geometrías simples, pero estos diseños no reducían los esfuerzos presentes en los brazos. Progresivamente la rodilla sufrió cambios geométricos, los cuales disminuyeron los esfuerzos en los mismos.

En la evolución del proceso de rediseño de este componente se puede observar, como de manera gradual, se obtiene una reducción de esfuerzos y de áreas que sobrepasaban el esfuerzo de cedencia del material, en los brazos. El componente rodilla también presentó esfuerzos altos, los cuales sobrepasaban el esfuerzo de cedencia del material; por lo cual, al igual que los brazos, se trabajaron a la par para la disminución de los esfuerzos.

A continuación se describen los resultados de esfuerzo en los brazos de los modelos preliminares en el caso de carga 3, el cual resultó ser el más severo. Se muestran 4 modelos los cuales representan las mejores relaciones de cambio del diseño de la rodilla, y la reducción de esfuerzo en los brazos dentro de las iteraciones.

El ***modelo preliminar 1*** tiene la configuración más simple de rodilla. Para este caso se obtuvo un esfuerzo máximo de 369 MPa con la teoría de falla Von-Mises. Además, se puede apreciar una gran presencia de zonas que sobrepasan el límite de cedencia del material, tanto en la parte interna y externa del brazo, tal y como se muestra en la Figura 5.4.

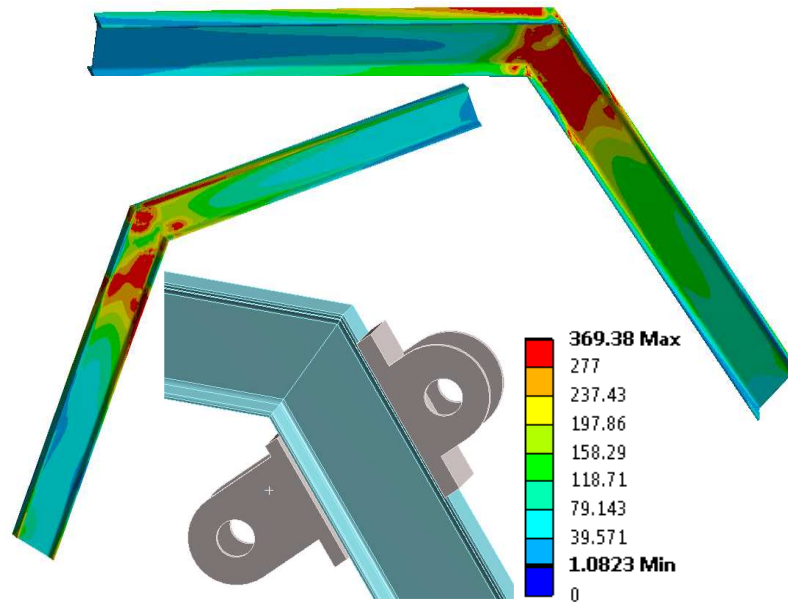


Figura 5.4. Modelo preliminar 1.

En el **modelo preliminar 2**, la rodilla sufrió un cambio radical, el cual redujo las zonas que sobrepasaban el límite de cedencia del material, reduciendo 40 MPa el máximo esfuerzo bajo la teoría de Von-Mises en comparación con el modelo preliminar 1 (Figura 5.5).

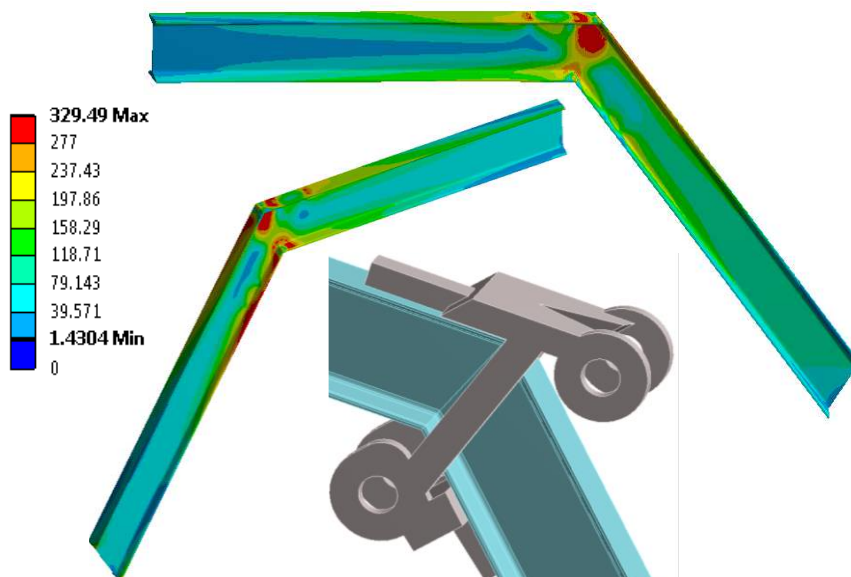


Figura 5.5. Modelo preliminar 2.

En los *modelos* preliminares 3 y 4, Figuras 5.6 y 5.7, respectivamente, se aprecia que los cambios en la rodilla no impactaron de manera significativa en la reducción del máximo esfuerzo obtenido en el modelo preliminar 2, alcanzando resultados de 327 MPa y 324 MPa respectivamente con la teoría de falla Von-Mises. Las zonas que sobrepasaban el límite de cedencia en las áreas de contacto de interés disminuyeron. Los cambios de diseño en la rodilla en estos modelos la acercaron a su diseño final el cual se presenta en la siguiente sección.

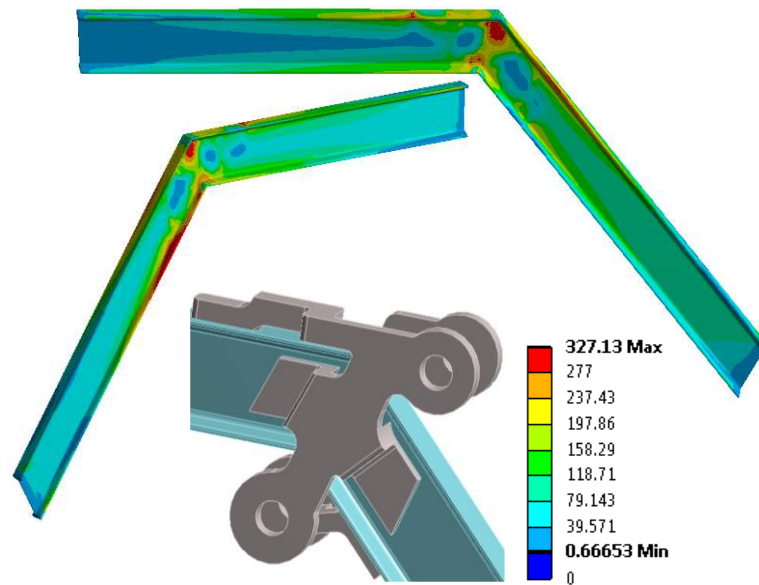


Figura 5.6. Modelo preliminar 3.

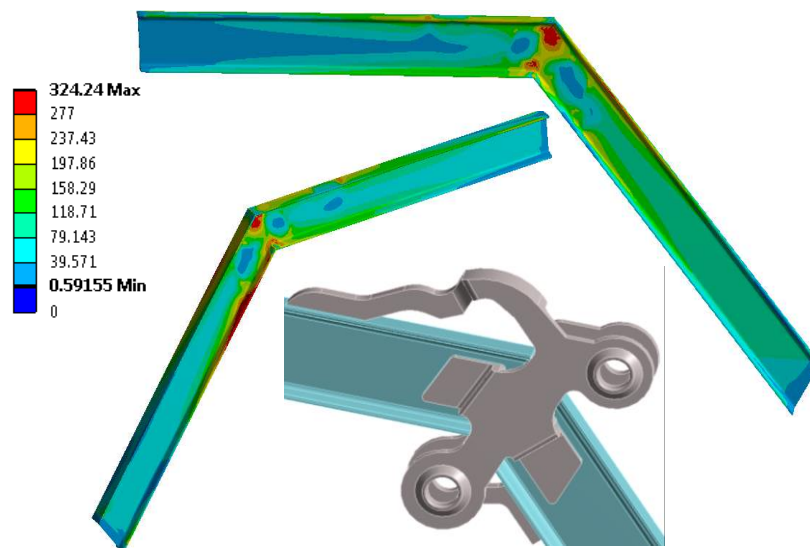


Figura 5.7. Modelo preliminar 4.

5.3 Modelo final de viga en I

En esta sección se describen los resultados obtenidos del modelo final de cargadora frontal de viga en I, el cual se muestra en la Figura 5.8.

La discretización implementada se detalla en cada uno de los componentes, así como parámetros de calidad de malla, que nos indican la correcta división de nuestros continuos.

En la parte de resultados de esfuerzos, se muestra cada uno de los componentes, en los siete diferentes casos de carga, en la teoría de falla von-Mises y la teoría del esfuerzo máximo principal.

En la parte de *fatiga* se describen conceptos clave, los cuales fueron utilizados al implementar el método de solución deformación-vida (E-N).

Los resultados de vida a fatiga de los componentes se presentan en dos divisiones: los brazos (acero estructural) y los componentes unión (hierro nodular). En ambas divisiones se muestra el número de ciclos para cada caso en cada caso de carga.

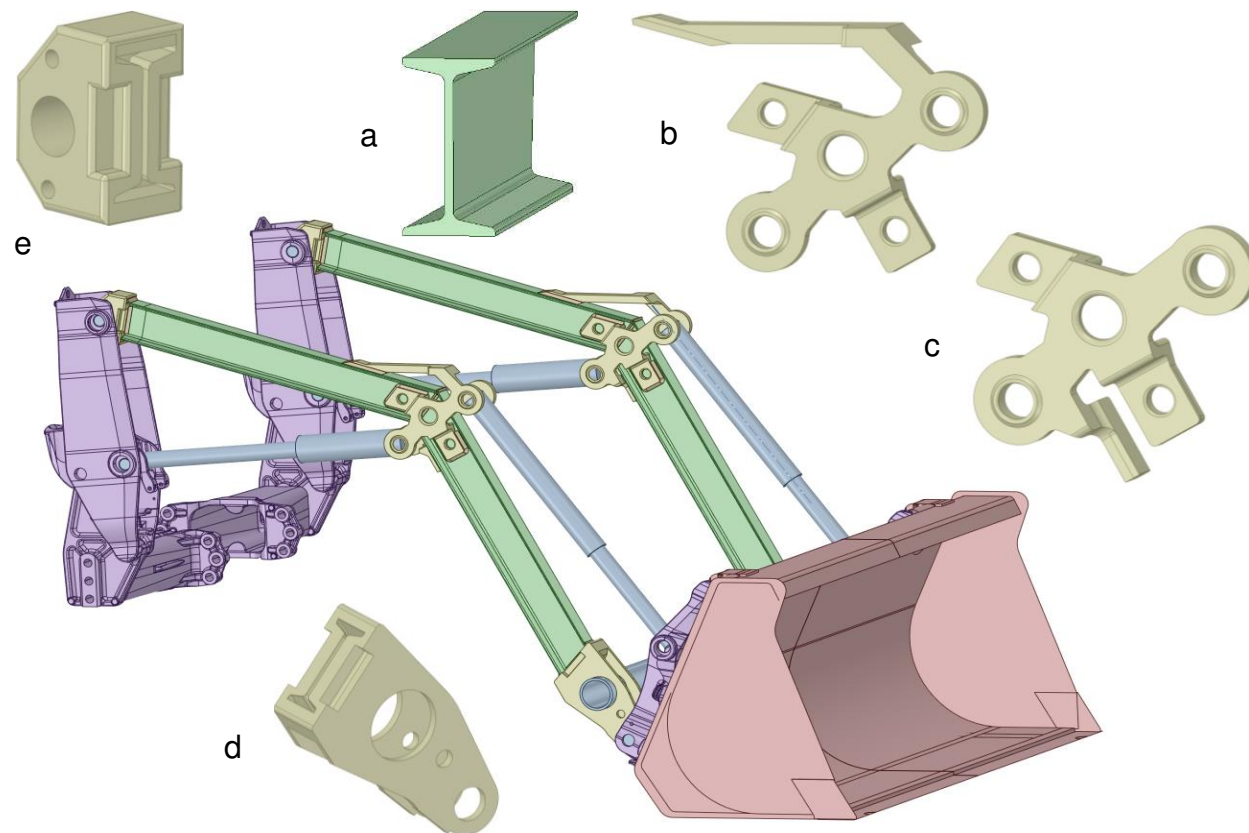


Figura 5.8. Modelo final cargadora frontal. a) Brazos. b) Rodilla 1. c) Rodilla 2. d) Fish plate. e) Bloque.

5.3.1 Mallado de los componentes

Cada uno de los componentes fue mallado con elementos Tetraédricos, en específico el elemento “SOLID187”, el cual es un elemento tridimensional de alto orden. Este elemento es adecuado para modelar mallados irregulares. El elemento es definido por 10 nodos teniendo 3 grados de libertad en cada nodo: traslaciones en las direcciones x, y, z. Además, este elemento es adecuado para problemas de plasticidad, hiperelasticidad, termofluencia, endurecimiento por esfuerzo, largas deflexiones y grandes capacidades de deformación. En la Figura 5.9 se muestra el elemento descrito anteriormente.

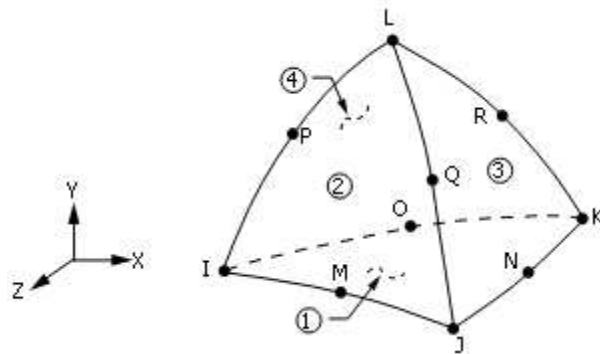


Figura 5.9. Elemento SOLID187.

Los tipos de elemento, así como su cantidad y número de nodos en el mallado, en cada uno de los componentes de la cargadora frontal del modelo final es mostrado en la Tabla 5.4.

Tabla 5.4. Características de malla.

Parámetros de malla			
Componentes	Número de elementos	Número de nodos	Tipo de elementos
Brazo	79977	136618	Tet 10
Rodilla 1	42591	67757	Tet 10
Rodilla 2	32774	52361	Tet 10
Bloque	39369	58815	Tet 10
Fish plate	55807	88997	Tet 10

Existen parámetros de calidad de malla, los cuales nos ayudan a tener una mejor discretización tales como oblicuidad y calidad del elemento.

Oblicuidad (skewness) es una de las principales medidas de calidad para un mallado. Determina que tan cercano es nuestra cara o celda a lo ideal (equilátero o equiángulo).

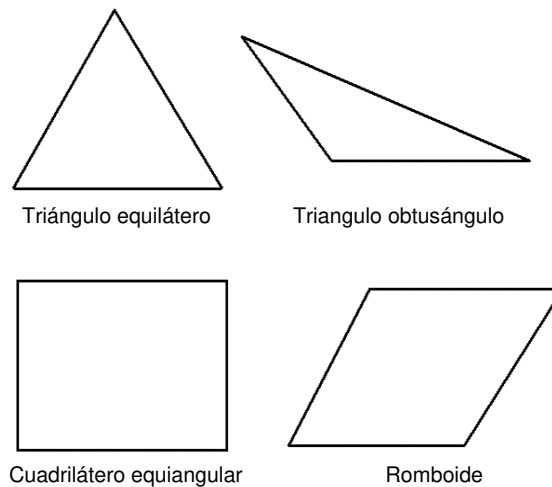


Figura 5.10. Calidad de celda en el criterio de oblicuidad.

La Tabla 5.5. enlista el rango de valores de oblicuidad y su correspondiente calidad de celda.

Tabla 5.5. Valores de oblicuidad y calidad de celda.

Valor de oblicuidad	Calidad de celda
1	degenerado
$0.9 - < 1$	malo
$0.75 - 0.9$	pobre
$0.5 - 0.75$	aceptable
$0.25 - 0.5$	bueno
$> 0 - 0.25$	excelente
0	equilátero

De acuerdo a la definición de oblicuidad, un valor de 0 indica una celda equilátera, y un valor de 1 indica una celda completamente degenerada.

Calidad del elemento (element quality) proporciona una compuesta métrica de calidad, la cual se encuentra en el rango de 0 y 1. Un valor de 1 indica un cubo perfecto o cuadro, mientras que un valor de 0 indica que tiene volumen 0 o volumen negativo.

Su representación matemática para elementos de dos dimensiones (cuadrados/triángulos) es:

$$Calidad = C (\text{área} / \sum(\text{longitud del borde})^2) \quad \text{Ec. 5.1}$$

Y para elementos de tres dimensiones:

$$Calidad = C \left[\text{volumen} / \sqrt{[\sum(\text{longitud del borde})^2]^3} \right] \quad \text{Ec. 5.2}$$

Donde “C” tiene un valor para cada tipo de elemento, tal como se enlista en la Tabla 5.6.

Tabla 5.6. Elementos y el valor de la constante *C*.

Elemento	Valor de <i>C</i>
triangulo	6.92820323
cuadrilátero	4.0
tetraedro	124.70765802
hexágono	41.56921938
Wedge	62.35382905
pirámide	96

Previamente descritos los parámetros de calidad de malla, en la Tabla 5.7 se muestran los valores obtenidos en cada uno de los componentes del diseño del modelo final. Se puede observar que los valores de *oblicuidad* en los componentes oscilan entre 0.237 a 0.310, lo cual los posiciona en una clasificación buena-excelente.

En la calidad del elemento los valores se encuentran en el rango de 0.7788 a 0.8284, reportando valores de muy buena calidad que nos aproximan a una forma perfecta.

Tabla 5.7. Valores promedio de oblicuidad y calidad del elemento de los componentes.

Componente	Promedio	
	Oblicuidad	Calidad del elemento
Brazo	0.31	0.7758
Bloque	0.237	0.8284
Rodilla 1	0.2535	0.8179
Rodilla 2	0.2586	0.8145
Fish plate	0.27634	0.80075

En la Figura 5.11 se puede observar a detalle el mallado en cada uno de los elementos.

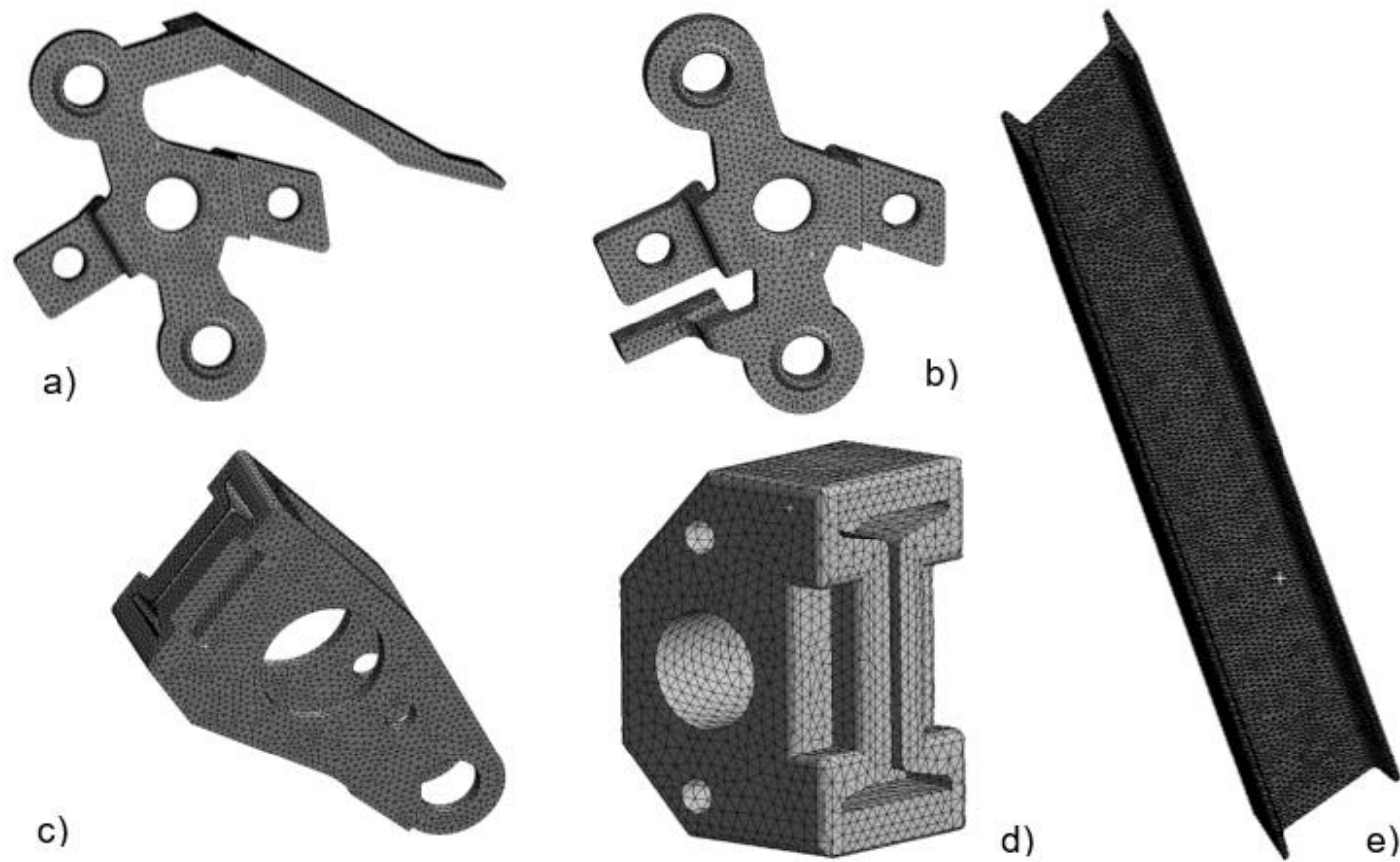


Figura 5.11. Visualización de mallado en los componentes del modelo final. a) Rodilla 1. b) Rodilla 2. c) Fish plate. d) Bloque. e) Brazos.

5.3.2 Resultados de esfuerzos

En esta sección se muestra los esfuerzos resultantes bajo el criterio de falla Von-Mises y esfuerzo máximo principal, aplicando los siete casos de carga en cada uno de los componentes del modelo final.

En la Tabla 5.8 y la Figura 5.12, se pueden apreciar los esfuerzos máximos obtenidos por la teoría de falla Von-Mises para cada caso de carga y en cada uno de los componentes del modelo final.

Tabla 5.8. Esfuerzo Von Mises en los componentes del modelo final.

Caso de carga	Esfuerzos (MPa-Von Mises)				
	Brazos	Rodilla 1	Rodilla 2	Bloque	Fish plate
1	296	327	280	85	162
2	188	283	245	21	36
3	301	328	345	88	220
4	306	334	348	20	71
5	298	309	325	32	111
6	227	242	264	23	32
7	155	174	147	12	37

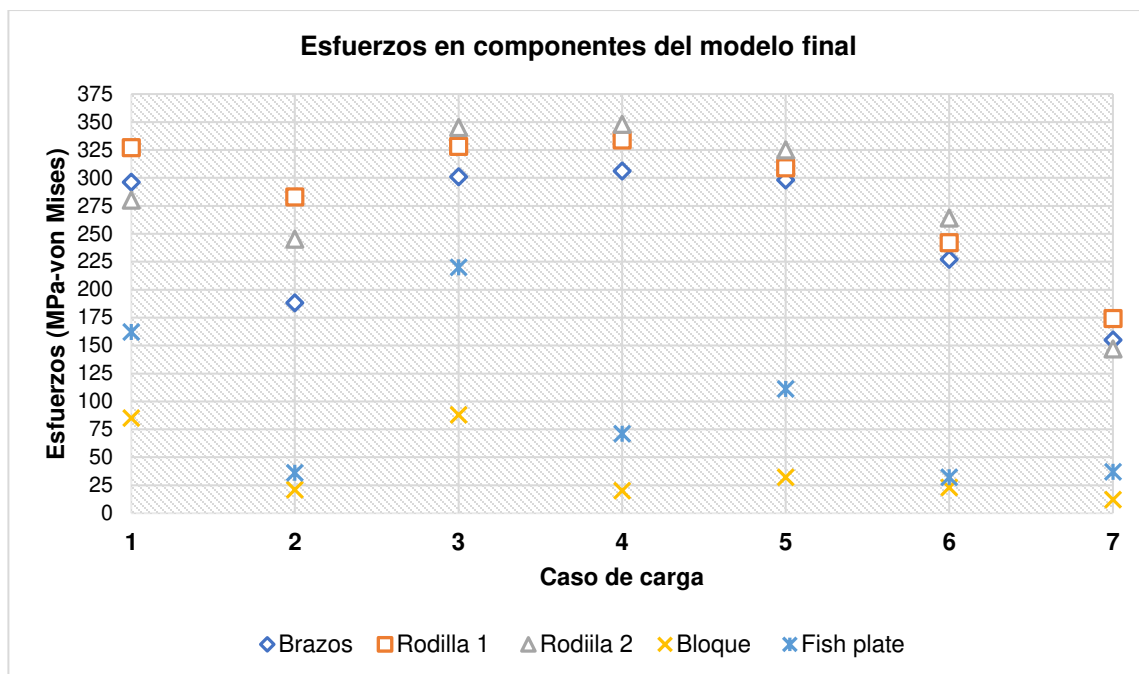


Figura 5.12. Gráfico de esfuerzos Von-Mises.

Los esfuerzos máximos obtenidos por la teoría de falla esfuerzo máximo principal, en cada caso de carga y en cada uno de los componentes de la cargadora frontal, se puede apreciar en la Tabla 5.9 y Figura 5.13.

Tabla 5.9. Esfuerzo máximo principal en los componentes de la cargadora frontal.

Caso de carga	Esfuerzos (MPa-Máximo principal)				
	Brazos	Rodilla 1	Rodilla 2	Bloque	Fish plate
1	275	304	255	84	119
2	189	213	173	22	27
3	341	347	358	95	184
4	337	265	303	19	70
5	213	339	249	11	69
6	157	265	286	8	38
7	125	92	81	13	21

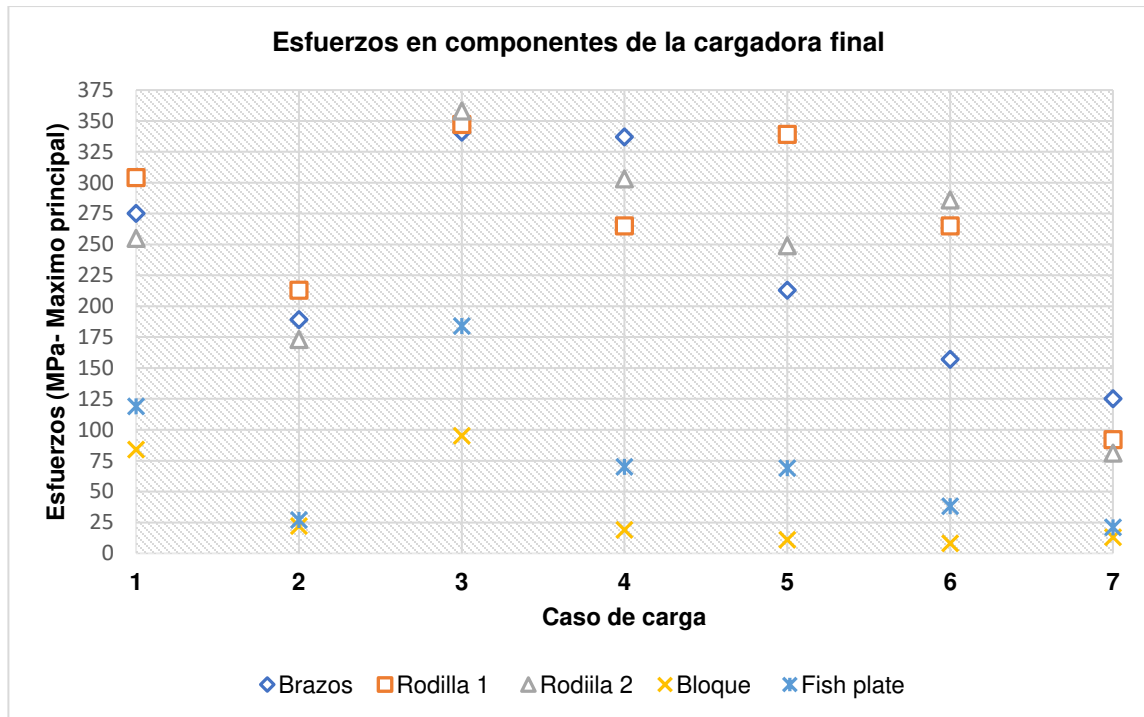


Figura 5.13. Gráfico de esfuerzo máximo principal.

En la Figura 5.14 se muestran los esfuerzos en el brazo, en el caso de carga 4, con un esfuerzo máximo de 302 MPa bajo el criterio de falla Von-Mises, siendo el resultado más alto de los siete casos de carga aplicados. En esta misma figura, se muestra un acercamiento en la parte del brazo, en el cual se presentaron la mayor cantidad de esfuerzos por encima del esfuerzo de cedencia del material 277 MPa señalizados en color rojo.

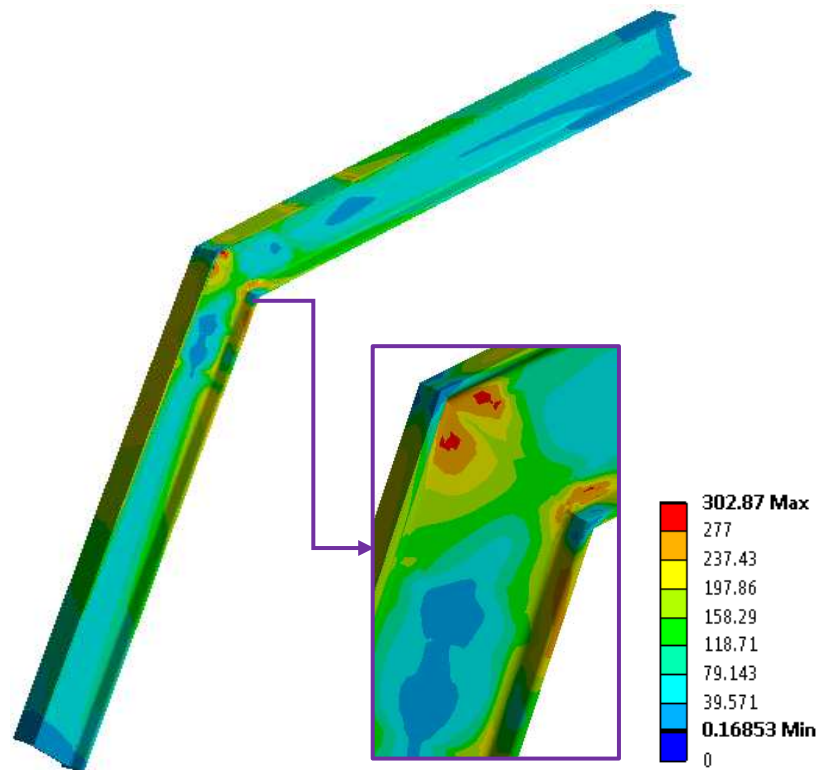


Figura 5.14. Esfuerzos Von-Mises en el brazo caso de carga 4.

En la Figura 5.15 se puede apreciar los esfuerzos presentados en los componentes unión: bloque, rodilla 1, rodilla 2, y fish plate, en la teoría de falla Von-Mises.

En el caso de los componentes rodilla 1 y rodilla 2 presentaron mayores esfuerzos en el caso de carga 4 de 334 y 348 MPa, respectivamente.

En el caso de los componentes bloque y fishplate presentaron mayores esfuerzos en el caso de carga 3 de 88 y 220 MPa, respectivamente.

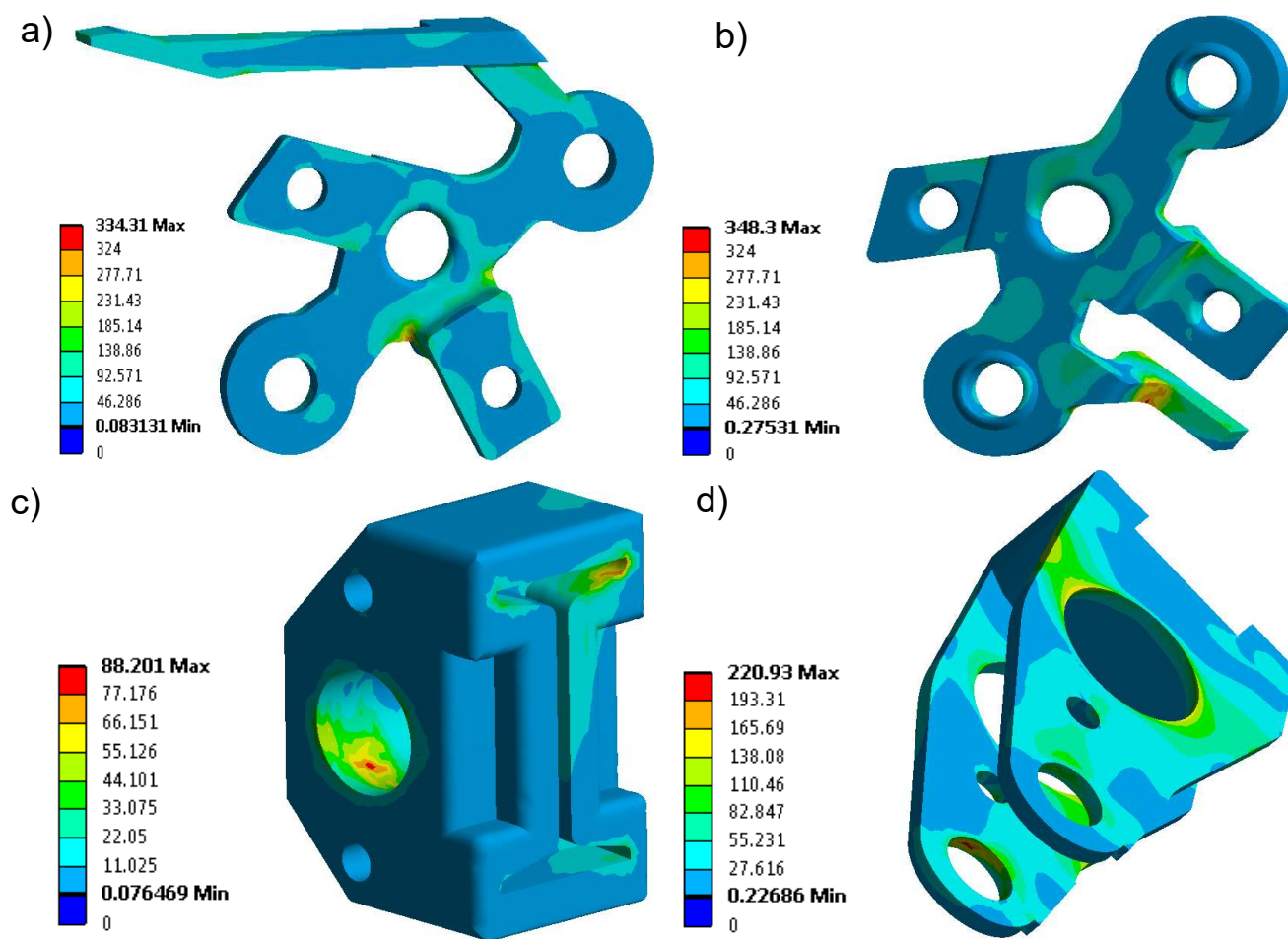


Figura 5.15. Esfuerzo Von-Mises. a) Rodilla 1 caso de carga 4. b) Rodilla 2 caso de carga 4. c) Bloque caso de carga 3. d) Fish plate caso de carga 3.

5.3.3 Fatiga

Fatiga es una forma de rotura que ocurre en estructuras sometidas a tensiones dinámicas y fluctuantes. La fractura puede ocurrir a un nivel de tensión sensiblemente menor que la resistencia última a tracción o la resistencia a la cedencia correspondiente a una carga estática. Este tipo de fractura normalmente ocurre después de un periodo largo de tensiones repetidas o de deformaciones cíclicas [79].

La fatiga es caracterizada por el ciclo de carga aplicado al material. El ciclo de carga, a su vez, presenta algunas características: *rango de esfuerzo*, amplitud de esfuerzo, esfuerzo medio y la *relación de esfuerzo* (Figura 5.16).

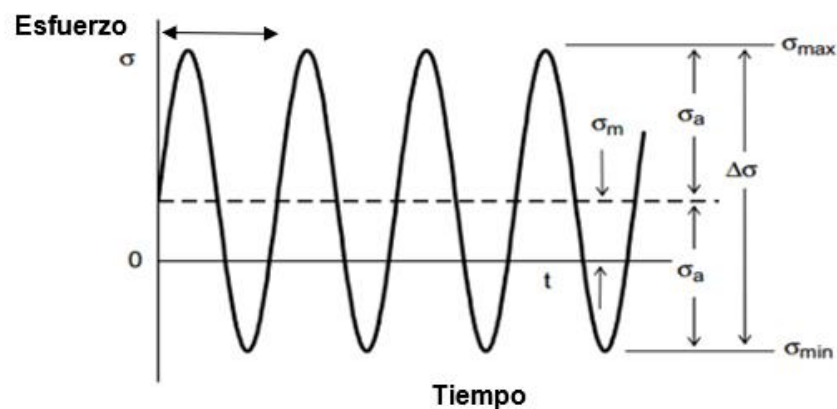


Figura 5.16. Características principales de un ciclo de carga [80].

El *rango de esfuerzo*:

$$\Delta\sigma = \sigma_{M\acute{A}X} - \sigma_{M\acute{I}N} \quad \text{Ec. 5.3}$$

La *amplitud de esfuerzo*:

$$\sigma_a = (\sigma_{M\acute{A}X} - \sigma_{M\acute{I}N})/2 \quad \text{Ec. 5.4}$$

El *esfuerzo medio*:

$$\sigma_m = (\sigma_{M\acute{A}X} + \sigma_{M\acute{I}N})/2 \quad \text{Ec. 5.5}$$

Una manera conveniente de describir el ciclo de carga es mediante la relación de esfuerzos R .

$$R = \sigma_{MÍN} / \sigma_{MÁX} \quad \text{Ec. 5.6}$$

Los valores de R indican más claramente el tipo de ciclo de carga, como se observa a continuación[81]:

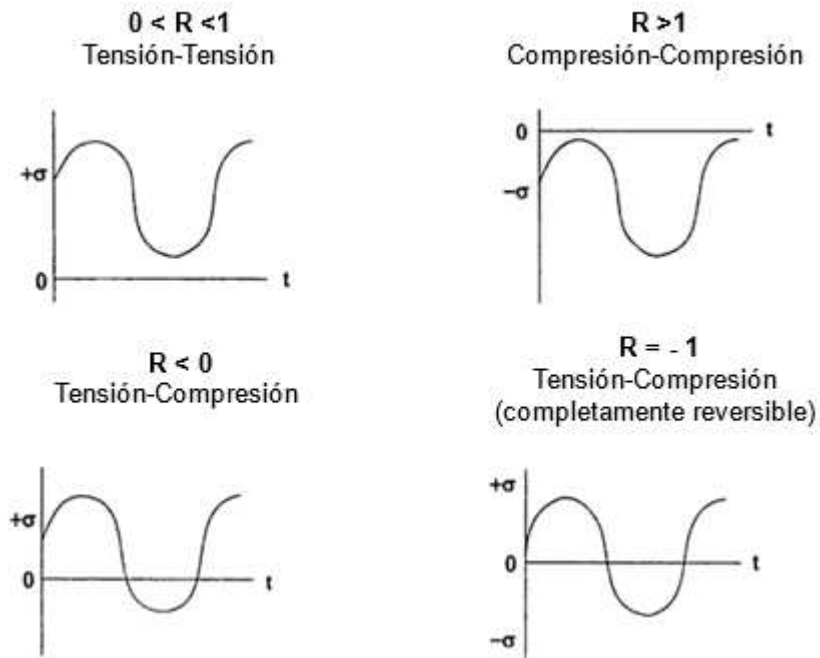


Figura 5.17. Tipos de ciclo de carga [81].

Para determinar la vida a fatiga existen dos métodos:

Resistencia a la tensión (SN): se basa únicamente en los niveles de tensión y utiliza solo el método de Wöhler. No es adecuado para componentes con zonas de plasticidad y proporciona una baja precisión para la fatiga de bajo ciclo, es el método más fácil de implementar, dispone de una amplia cantidad de datos de referencia y ofrece una buena representación de la fatiga de alto ciclo.

Resistencia a la deformación unitaria (EN): este método proporciona un análisis más detallado de la deformación plástica de zonas localizadas y es adecuado para las aplicaciones de fatiga de bajo ciclo [82].

De acuerdo al enfoque deformación-vida, la durabilidad en fatiga de la mayoría de los materiales metálicos puede ser descrita por la relación de $\frac{\Delta\varepsilon}{2} - 2N_f$ es decir la ecuación de Basquin-Coffin-Manson la cual relaciona la amplitud de deformación y el número de ciclos a la falla:

$$\frac{\Delta\varepsilon}{2} = \frac{\Delta\varepsilon_e}{2} + \frac{\Delta\varepsilon_p}{2} = \frac{\sigma'_f}{E} (2N_f)^b + \varepsilon'_f (2N_f)^c \quad \text{Ec. 5.7}$$

donde σ'_f es el coeficiente de resistencia a la fatiga, b es el exponente de resistencia a la fatiga, ε'_f es el coeficiente de ductilidad, c es el exponente de ductilidad, E es el modulo de Young, $\Delta\varepsilon$, $\Delta\varepsilon_e$ y $\Delta\varepsilon_p$, son la deformación total, deformación elástica y deformación plástica, respectivamente, N_f es el número de ciclos de carga para la iniciación de la grieta.

Esta ecuación genera la curva de iniciación de grieta para distintas intensidades de carga. En una condición de carga totalmente reversible genera la curva de la Figura 5.18 [83-85].

El punto de cruce, $2N_t$, es identificado como el punto de transición de vida a fatiga, las magnitudes de la deformación elástica y plástica coinciden, este valor es el punto de separación entre fatiga de ciclos bajos y fatiga de ciclos altos.

Se puede apreciar que a una vida corta está presente mayor deformación plástica y el lazo es ancho, a vida larga, el ciclo es angosto y representa menor deformación plástica.

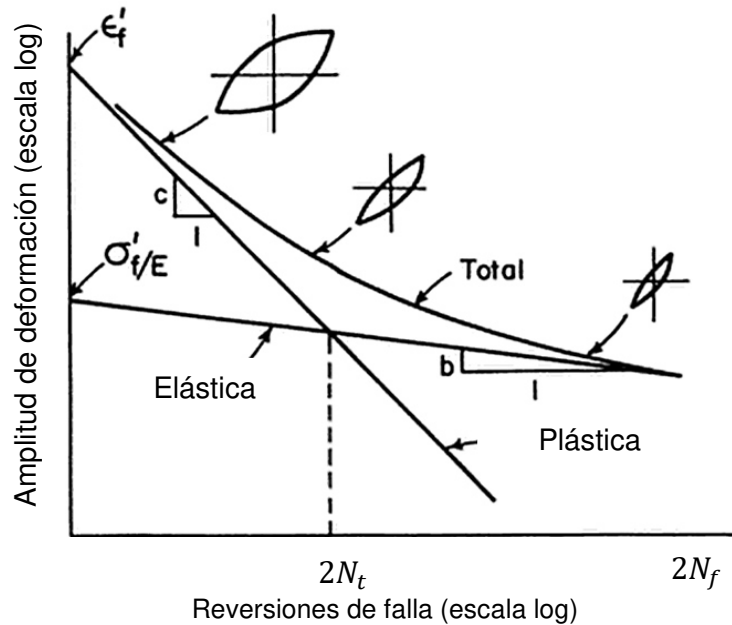


Figura 5.18. Curva Deformación-vida [86].

Uno de los métodos más ampliamente aceptados para explicar el daño acumulativo por fatiga es la regla de Miner, también conocida como daño acumulativo lineal, y es expresada en la siguiente ecuación:

$$\frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} + \dots = 1 \quad \text{Ec. 5.8}$$

Donde n es el número de ciclos del más alto esfuerzo (s) aplicado al espécimen y N es la vida en ciclos correspondiente a s .

La ecuación de la regla de Miner asume que el daño al material es directamente proporcional al número de ciclos a cierto nivel de esfuerzo. La regla también supone que la secuencia del esfuerzo no importa y la tasa de acumulación de daño a cierto nivel de esfuerzo es independiente del historial de esfuerzo [22].

5.3.4 Resultados de vida a fatiga

En esta sección se muestran los resultados obtenidos de vida a fatiga utilizando el post-procesador nCode, el cual es una herramienta de diseño que identifica las zonas críticas y estima la resistencia a la fatiga, a partir de los resultados de un análisis de elemento finito.

La cantidad de ciclos con los cuales tiene que cumplir el modelo final, por cada caso de carga, por ende, en cada uno de sus componentes, se detallan en la Tabla 5.10.

Tabla 5.10. Ciclos meta en cada caso de carga.

Caso de carga	Ciclos
1	2975
2	18725
3	1575
4	9975
5	700
6	3150
7	1225

A continuación se presentan los resultados de vida a fatiga del modelo final.

En la Tabla 5.11 se muestran los ciclos obtenidos en los *brazos* para cada uno de los siete casos de carga.

Tabla 5.11. Cantidad de ciclos en los brazos de la cargadora frontal.

Brazos		
Caso de carga	Esfuerzo máximo	Ciclos
1	359	20,580
2	268	1,220,000
3	368	4,368
4	278	11,090
5	279	97,530
6	246	1,244,000
7	202	11,630,000

Se puede observar en la Tabla 5.11 que los brazos cumplen satisfactoriamente el número de ciclos, respecto a los ciclos meta en cada caso de carga, siendo 4,368 la menor cantidad de ciclos obtenidos en el caso de carga 3.

Por su parte la Tabla 5.12 indica los ciclos obtenidos en los *componentes unión*, en cada uno los siete casos de carga, especificando en que componente unión se obtuvo el menor número de ciclos. Se puede observar que los componentes unión cumplen satisfactoriamente el número de ciclos con respecto a los ciclos meta en cada caso de carga. Siendo 3,592 la menor cantidad de ciclos obtenidos en el caso de carga 3 en el componente rodilla 2.

Tabla 5.12. Cantidad de ciclos en los componentes unión de la cargadora frontal.

Componentes unión			
Caso de carga	Esfuerzo máximo	Repeticiones	Componente
1	453	23960	rodilla 1
2	390	70250	rodilla 1
3	425	3592	rodilla 2
4	418	26760	rodilla 2
5	387	33440	rodilla 2
6	335	231000	rodilla 2
7	223	16120000	rodilla 1

Los resultados obtenidos en vida a la fatiga en cada uno de los componentes del modelo final, es decir su número de ciclos en cada caso de carga, hacen que cumpla satisfactoriamente con los requerimientos mecánicas de operación.

CAPÍTULO 6

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

6.1 Conclusiones

La metodología desarrollada en este proyecto combina exitosamente un estudio comparativo del mercado, selección de materiales, diseño mecánico, análisis de elemento finito y cálculo de vida a fatiga; para obtener un modelo alternativo de cargadora frontal, el cual cumple con los requerimientos mecánicos, disminución de peso, y al costo más bajo posible.

En la parte de estudio del mercado, se comprobó que los diseños de la competencia son similares estructuralmente al del modelo original proporcionado por la empresa.

La selección de materiales fue punto crucial para lograr el objetivo de una cargadora frontal al menor costo posible, ya que el costo del material comprende más del 50% del costo de la mayoría de los productos. En la selección de materiales para los *brazos* resultó un acero estructural (no aleado), es decir, un *acero dulce*; mientras que en los *componentes unión* se propone utilizar fundición de *hierro dúctil*.

A través de los conceptos de diseño mecánico y análisis de elemento finito, se descartaron y evaluaron los posibles modelos de cargadora frontal, siendo el arreglo más óptimo el basado en la viga en I. El elemento clave para un diseño exitoso fue el rediseño de la rodilla.

En el análisis de elemento finito se utilizaron modelos elasto-plásticos del material para una mejor precisión de resultados. El modelo final cuenta con una malla apta para la captación de la física, cumple con parámetros de calidad, además de tener los elementos de discretización adecuados. El modelo final presentó plasticidad local.

En la parte de vida a fatiga el modelo final fue evaluado por el método de solución de deformación-vida, esto debido a presentar plasticidad local y los ciclos de operación con los cuales tenía que cumplir se consideran del rango de bajo ciclo, además que este método es más completo ya que incluye la deformación elástica y plástica. Los resultados fueron satisfactorios ya que cumple con los ciclos de operación.

El costo del modelo final de la cargadora frontal fue determinado en base al costo por cada kilogramo. El costo total de la cargadora frontal es de 26.79 dólares: 17.66 dólares costo de los brazos (acero dulce) y 9.13 dólares costo de los componentes unión (hierro dúctil). El peso final de la cargadora fue de 40.4 kg, de los cuales 23.55 kg corresponden a los brazos (acero dulce) y 16.88 kg a los componentes unión (hierro dúctil). Estando 300 g debajo del peso total del modelo original.

6.2 Recomendaciones

La metodología desarrollada en este trabajo de investigación puede ser aplicada en problemáticas de reducción de costo en otros tipos de mecanismos.

En la cuestión de reducción de peso del modelo final, se podría incrementar a través de una optimización topológica, sin sacrificar el desempeño mecánico.

Para una validación total y satisfactoria del prototipo virtual de cargadora frontal propuesta, se recomienda realizar el prototipo físico del modelo.

REFERENCIAS

- [1] “Formación de redes de conocimiento en México : cambios impulsados por la competencia en la industria automotriz mundial,” 2007.
- [2] “Cambios en la industria automotriz frente a la globalización : el sector de autopartes en México,” 2002.
- [3] H. Saidpour, “Lightweight high performance materials for car body structures,” *NTI Technol. Conf.*, no. June, pp. 14–19, 2004.
- [4] C. M. Ayala Garay, Alma Velia, Benítez Audelo, Sánchez Marco and G. J. M. y M. M. Velázquez Rocío, Vargas Noé, “Impacto de las pruebas de tractores agrícolas en México: determinación de potencia a la toma de fuerza, levante hidráulico, cabinas y marcos de seguridad. (Spanish),” *Rev. Ciencias Técnicas Agropecu. versión ISSN 2071-0054*, vol. 22, no. Esp., pp. 6–14, 2013.
- [5] A. V. Ayala Garay, R. Cervantes Osornio, M. A. Audelo Benítez, N. Velázquez López, and J. M. Vargas Sállago, “La normalización y certificación de tractores agrícolas en México.,” *Stand. Certif. Agric. tractors Mex.*, vol. 22, no. Esp., pp. 86–93, 2013.
- [6] J. C. Negrete, A. L. T. Machado, and R. L. T. Machado, “Diseño de tractores agrícolas en México,” vol. 21, p. 7, 2012.
- [7] R. D. G. Carrillo, “Propuesta de rediseño de un tractor de bajo costo,” Universidad Nacional Autónoma de México, 2009.
- [8] J. Matthews and J. Matthews, “Chapter 3 Tractors and vehicles,” vol. 103, 2009, pp. 36–47.
- [9] Y. Li, W. Liu, and S. Frimpong, “Compound mechanism modeling of wheel loader front-end kinematics for advance engineering simulation,” *Int. J. Adv. Manuf. Technol.*, no. 78, pp. 341–349, 2015.
- [10] “John Deere.” [Online]. Available: https://www.deere.com/en_INT/products/equipment/compact_utility_tractors/compact_utility_tractors.page.
- [11] “John Deere.” [Online]. Available:

<http://www.tractoresusado.com/2017/05/2017-john-deere-3046r-revision.html>.

- [12] “John Deere.” [Online]. Available: https://fr.deere.ca/en_CA/corporate/our_company/news_and_media/press_releases/2011/common/2011jun1_1series.page.
- [13] “John Deere.” [Online]. Available: https://www.deere.com/en_INT/products/equipment/compact_utility_tractors/3_series/3036e/3036e.page.
- [14] A. A. Chaves, *Maquinaria y mecanización agrícola*. Costa Rica: EUNED, 2004.
- [15] J. I. Latorre-biel, I. Arana, and M. Pintor, “Front end loader with automatic levelling for farm tractors,” vol. 8, 2016.
- [16] S. C. Mukhopadhyay, G. Sen Gupta, and J. W. Howarth, “Embedded Microcontroller and Sensors Based Front End Loader Control System,” 2008.
- [17] P. Simion and S. Nastase, “Contributions to the study of the dynamics of agricultural tractors equipped with front-end loader and rear forklift loader,” 2009.
- [18] M. D. Worley and V. La Saponara, “A simplified dynamic model for front-end loader design,” vol. 222, no. April 2007, pp. 2231–2249, 2008.
- [19] ASABE, “Front-end agricultural loader ratings,” 2006.
- [20] B. M. Kamble, “Optimization of front end loader of construction tractor,” vol. 12, no. 1, pp. 89–92, 2015.
- [21] R. G. Budynas and J. K. Nisbett, *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*, 8 va. México: Mc Graw Hill, 2008.
- [22] A. C. Ugural, *Mechanical design*. Mc Graw Hill, 2004.
- [23] M. A. Maleque and M. S. Salit, *Materials Selection and Design*. Springer, 2013.
- [24] Handbook, *Materials Selection and Design*. ASM International, 1997.
- [25] R. V. Rao, “A decision making methodology for material selection using an improved compromise ranking method,” *Mater. Des.*, vol. 29, no. 10, pp.

1949–1954, 2008.

- [26] M. Ipek, I. H. Selvi, F. Findik, O. Torkul, and I. H. Cedimoğlu, “An expert system based material selection approach to manufacturing,” *Mater. Des.*, vol. 47, pp. 331–340, 2013.
- [27] R. V. Rao and J. P. Davim, “A decision-making framework model for material selection using a combined multiple attribute decision-making method,” *Int. J. Adv. Manuf. Technol.*, vol. 35, no. 7–8, pp. 751–760, 2008.
- [28] I. Ribeiro, P. Peças, A. Silva, and E. Henriques, “Life cycle engineering methodology applied to material selection, a fender case study,” *J. Clean. Prod.*, vol. 16, no. 17, pp. 1887–1899, 2008.
- [29] B. Dehghan-Manshadi, H. Mahmudi, A. Abedian, and R. Mahmudi, “A novel method for materials selection in mechanical design: Combination of non-linear normalization and a modified digital logic method,” *Mater. Des.*, vol. 28, no. 1, pp. 8–15, 2007.
- [30] M. F. Ashby, *Materials selection in mechanical design*, 3 rd. 2005.
- [31] S. Timoshenko and J. N. Goodier, *Teoría de la elasticidad*, 2 da. España: URMO, 1975.
- [32] M. C. Ruiz and E. B. Díaz, *Mecánica de estructuras Libro 1 Resistencia de materiales*. Barcelona: Edicions UPC, 2003.
- [33] D. L. Logan, D. L. Logan, E. Veitch, C. Carson, K. R. Burrell, V. Gould, and E. Wagner, *A First Course in the Finite Element Method Fourth Edition*, 4 ta. USA: Thomson, 2007.
- [34] M. H. Sadd, *Elasticity Theory, Applications and Numerics*. USA: Elsevier Inc, 2005.
- [35] W. C. Young and R. G. Budynas, *Roark ’ s Formulas for Stress and Strain*, 7 ma. USA: Mc Graw Hill, 2002.
- [36] X. A. Gubert and M. F. Ballester, *Mecánica del medio continuo en la ingeniería Teoría y problemas resueltos*, 1 ra. Barcelona: UPC, 2013.
- [37] Y. M. Desai, T. I. Eldho, and A. H. Shah, *Finite element method with applications in engineering*. India, Noida: Pearson, 2011.
- [38] J. E. Akin, *Finite element analysis with error estimators*. United Kingdom:

Elsevier Ltd, 2005.

- [39] J. E. Akin, *Finite element analysis concepts via Solid Works*. USA: World Scientific, 2010.
- [40] P. Seshu, *Textbook of Finite Element Analysis*, 10 ma. Nueva Delhi, India: PHI Learning Private Limited, 2012.
- [41] X. Chen and Y. Liu, *Finite Element Modeling and Simulation with ANSYS Workbench*. USA: CRC Press, 2015.
- [42] E. Madenci and I. Guven, *The Finite Element Method and Applications in Engineering Using ANSYS*, 2 da. USA: Springer, 2015.
- [43] E. W. V. Chaves, *Mecánica computacional en la ingeniería con aplicaciones en MATLAB*. 2010.
- [44] J. Massa, "MÉTODO DE LOS ELEMENTOS FINITOS," pp. 201–228, 2015.
- [45] P. Martí and P. P. Company, "Análisis interactivo de estructuras por elementos finitos (manual de usuario)." Universidad de Murcia, España, p. 173, 1993.
- [46] X. Olivella and C. A. de S. Bosch, *Mecánica de medios continuos para ingenieros*. Barcelona: Edicions UPC, 2010.
- [47] D. V. Hutton, *Fundamentals of finite element analysis*. USA: Mc Graw Hill, 2004.
- [48] B. Narayan, C. Rajendran, and L. P. Sai, "Scales to measure and benchmark service quality in tourism industry," *Benchmarking An Int. J.*, vol. 15, no. 4, pp. 469–493, 2008.
- [49] C. Ranscombe, P. Kinsella, P. R. Stoddart, and G. Melles, "Investigating shape comparison tools for benchmarking differences in product appearance during product styling," vol. 1, 2015.
- [50] E. C. Álvarez, J. S. López, J. R. García, M. I. G. Hernández, and J. Gutiérrez, "Diseño y Desarrollo de un Vehículo de Tres Ruedas con Asistencia Eléctrica al Pedaleo," vol. 3, no. 1, pp. 1–8, 2012.
- [51] C. Chang, J. Wu, and C. Chen, "Developing a Hippie style chopper bike based on user 's preference and perceptual needs," *IASDR 2009 Int. Des. Conf.*, no. 1, pp. 3781–3784, 2009.

- [52] E. Y. Michel Felipe Pedraza, Pedro F. Cárdenas, Fernando José Rodríguez, "Aproximación al diseño de robots paralelos, análisis de caso del robot delta," *IV Congr. Int. Ing. mecatrónica y Autom. - CIIMA 2015*, no. 1, pp. 216–224, 2015.
- [53] J. Deere, "John Deere," 2018. [Online]. Available: <https://www.deere.com.mx/es/magazines/publication.html?id=e8b4d66b#1>. [Accessed: 23-Mar-2018].
- [54] M. Ferguson, "Massey Ferguson," 2018. [Online]. Available: <http://www.masseyferguson.us/products/implements-and-attachments/sub-compact-loaders.html>. [Accessed: 23-Mar-2018].
- [55] C. IH, "Case IH Agriculture," 2018. [Online]. Available: https://d3u1quraki94yp.cloudfront.net/caseih/NAFTA/NAFTAASSETS/Products/Loaders-and-Attachments/L300-Series-Loaders/Brochures/Loaders_and_Implements_brochure_CIH8120901_2009.pdf. [Accessed: 23-Mar-2018].
- [56] Quicke, "Quicke," 2018. [Online]. Available: <http://quicke.eu/products/frontloaders/100c/>. [Accessed: 23-Mar-2018].
- [57] Challenge, "Challenge Implements," 2018. [Online]. Available: www.cih.com.au/index.php?option=com_k2&view=item&layout=item&id=41&Itemid=238. [Accessed: 23-Mar-2018].
- [58] N. H. Agriculture, "New Holland Agriculture," 2018. [Online]. Available: <http://d3u1quraki94yp.cloudfront.net/nhag/nar/en-us/assets/pdf/front-loaders-and-attachements/compact-utiliy-loaders-brochure-us-en.pdf>. [Accessed: 23-Mar-2018].
- [59] C. Iron, "Inside : Welding Cast Iron :," *Can. Weld. Assoc.*, pp. 1–4, 2005.
- [60] A. Belghachi, "Materials in automotive application, state of the art and prospects," 2011.
- [61] M. K. Singh, "Application of steel in automotive industry," *Int. J. Emerg. Technol. Adv. Eng.*, vol. 6, no. 7, pp. 246–253, 2016.
- [62] A. Isenstadt, J. German, P. Bubna, M. Wiseman, U. Venkatakrishnan, L. Abbasov, P. Guillen, N. Moroz, D. Richman, and G. Kolwich,

- “Lightweighting technology development and trends in U.S. passenger vehicles,” *Ricardo Strateg. Consult. Mater. Doug Richman (Aluminum Assoc., 2016.*
- [63] C. a Ungureanu, S. Das, and I. S. Jawahir, “Life-cycle cost analysis : aluminum versus steel in passenger cars,” *Miner. Met. Mater. Soc.*, pp. 11–24, 2007.
 - [64] X. Cui, H. Zhang, S. Wang, L. Zhang, and J. Ko, “Design of lightweight multi-material automotive bodies using new material performance indices of thin-walled beams for the material selection with crashworthiness consideration,” vol. 32, pp. 815–821, 2011.
 - [65] R. A. Witik, J. Payet, V. Michaud, C. Ludwig, and J. E. Månson, “Assessing the life cycle costs and environmental performance of lightweight materials in automobile applications,” *Compos. Part A*, vol. 42, no. 11, pp. 1694–1709, 2011.
 - [66] U. Sen, S. Sen, and F. Yilmaz, “An evaluation of some properties of borides deposited on boronized ductile iron,” *J. Mater. Process. Technol.*, vol. 148, no. 1, pp. 1–7, 2004.
 - [67] A. M. Jacas, M. Rodríguez, and U. Ordoñez, “Modelación por Elementos Finitos como Método para la Sustitución de Piezas de Acero por Hierro Nodular,” 2005.
 - [68] L. Collini, A. Pirondi, R. Bianchi, M. Cova, and P. P. Milella, “Influence of casting defects on fatigue crack initiation and fatigue limit of ductile cast Iron,” *Procedia Eng.*, vol. 10, pp. 2898–2903, 2011.
 - [69] I. Riposan, M. Chisamera, and S. Stan, “Performance of heavy ductile iron castings for windmills,” *China Foundry*, vol. 7, no. 2, pp. 163–170, 2010.
 - [70] S. Kalpakjian and S. R. Schmid, *Manufactura, Ingeniería y Tecnología*, 5ta. Edici. México: Pearson, 2008.
 - [71] R. L. Mott, *Diseño de elementos de máquinas*, 2nd ed. 2006.
 - [72] J. C. McCormac and S. F. Csernak, *Diseño de estructuras de acero*, 5th ed. Mexico D.F: Alfaomega.
 - [73] J. George B. Thomas, *Cálculo una variable*, 11th ed. Pearson Educación,

2006.

- [74] S. Vinnakota, *Estructuras de acero: comportamiento y LRFD*. México: McGraw Hill, 2006.
- [75] “CES Edupack.” 2015.
- [76] Arcelormittal, “Arcelor Mittal,” 2018. [Online]. Available: http://sections.arcelormittal.com/fileadmin/redaction/2-Products_Services/1_Product_Range/ES-EN-IT/IPN.pdf. [Accessed: 01-Jun-2018].
- [77] nCode, “No Title.” 2018.
- [78] Key to Metals, “Total materia,” 2018. [Online]. Available: <https://www.totalmateria.com/page.aspx?ID=Home&LN=EN>. [Accessed: 16-Apr-2018].
- [79] J. William D. Callister, *Ciencia e ingeniería de los materiales*. Barcelona: Reverté, 2007.
- [80] N. E. Dowling, “Mean Stress Effects in Stress-Life and Strain-Life Fatigue,” vol. 2, no. 1, 2004.
- [81] J. L. González, *Metalurgia mecánica*. México: Limusa, 2003.
- [82] S. Corporation, “Diseño para evitar la fatiga.”
- [83] R. Basan, M. Franulović, I. Prebil, and N. Črnjarić-Žic, “Analysis of strain-life fatigue parameters and behaviour of different groups of metallic materials,” *Int. J. Fatigue*, vol. 33, no. 3, pp. 484–491, 2011.
- [84] E. Castillo, A. Fernández-Canteli, H. Pinto, and M. López-Aenlle, “A general regression model for statistical analysis of strain-life fatigue data,” *Mater. Lett.*, vol. 62, no. 21–22, pp. 3639–3642, 2008.
- [85] K. S. Lee and J. H. Song, “Estimation methods for strain-life fatigue properties from hardness,” *Int. J. Fatigue*, vol. 28, no. 4, pp. 386–400, 2006.
- [86] H. E. Boyer, *Atlas of fatigue curve*. USA: ASM International, 2006.